

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка низькотемпературної
каскадної холодильної системи для портового холодильника

Здобувача Вінніков Д.П.
2 курсу ХМ-161МН групи
Керівники д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.
к.т.н., доц. Трандафілов В.В.
Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.
д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01.06.2023р. протокол № 10
Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«30» листопада 2022 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Вінніков Дмитро Павлович

1. Тема роботи Дослідження та розробка низькотемпературної каскадної холодильної системи для портового холодильника

Затверджена наказом ОНТУ від 30.09.2021 р. наказ № 793-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.06.2023 р.

3. Вихідні дані роботи
Холодильна установка рибного заводу, розташована у південній Україні, у м. Одеса. Виробнича потужність для заморожування становить 75 тон на добу. Для тривалого зберігання обрана температура -29°C . Об'єкт дослідження каскадна холодильна установка на R744/R290 з використанням суміші холодоагентів R290/R170 у ВК.

4. Перелік питань, які потрібно розробити
Реферат, Вступ, Розділ 1. Аналіз робочих тіл, області застосування і схем промислових холодильних систем, Розділ 2. Розрахунок каскадної холодильної системи, Розділ 3. Аналіз ефективності каскадної холодильної системи, Розділ 4. Ексергетичний аналіз каскадної холодильної системи, Розділ 5. Використання схеми з розділення холодоагенту на фракції, Розділ 6. Охорона праці, Розділ 7. Техніко-економічні показники роботи, Висновки, Використана література

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічні показники	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	22.05.2023	26.05.2023
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2023	22.05.2023

7. Дата видачі завдання _____ 30.11.2022 р. _____

Керівники _____ Хмельнюк М.Г.
 _____ Трандафілов В.В.
 Завдання прийняв до виконання _____ Вінніков Д.П.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	30.05-01.06.2023	
2	Вступ	30.11-20.12.2022	
4	Розділ 1. Аналіз робочих тіл, області застосування і схем промислових холодильних систем	20.01-25.02.2023	
5	Розділ 2. Розрахунок каскадної холодильної системи	26.02-30.03.2023	
6	Розділ 3. Аналіз ефективності каскадної холодильної системи	10.05-17.05.2023	
7	Розділ 4. Ексергетичний аналіз каскадної холодильної системи	17.05-22.05.2023	
8	Розділ 5. Використання схеми з розділення холодоагенту на фракції	22.05-23.05.2023	
9	Розділ 6. Охорона праці	17.05-22.05.2023	
10	Розділ 7. Техніко-економічні показники роботи	22.05-26.05.2023	
11	Висновки та рекомендації	27.05-01.06.2023	
12	Використана література	27.05-01.06.2023	

Здобувач-дипломник _____ Вінніков Д.П.

Керівники роботи _____ Хмельнюк М.Г.

_____ Трандафілов В.В.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник _____ Вінніков Дмитро Павлович _____

Зміст

	Стор.
РЕФЕРАТ	6
ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1 Аналіз робочих тіл, області застосування і схем промислових холодинних систем	9
1.1 Сучасний стан використання природних і синтетичних холодоагентів	9
1.2 Натуральні робочі тіла.....	12
1.3 Характеристика каскадних холодинних систем.....	20
1.4 Характеристики продуктивності	22
РОЗДІЛ 2 Розрахунок каскадної холодинної системи	26
2.1 Натуральні робочі тіла.....	26
2.2 Вимоги до холодинної обробки риби.....	27
2.3 Вимоги до камер зберігання.....	30
2.4 Вихідні дані підприємства для розрахунку	32
2.4.1 Температурний режим підприємства.....	32
2.4.2 Надходження продукту	33
2.5 Теплове навантаження на систему та вихідні дані до розрахунку	34
2.6 Схема і цикл каскадної холодинної машини.....	35
2.7 Тепловий розрахунок.....	38
2.8 Розрахунок і підбір конденсатор – випаровувача.....	41
РОЗДІЛ 3 Аналіз ефективності каскадної холодинної системи	46
3.1 Визначення оптимальних режимів роботи.....	46
3.2 Температура кипіння Тон.....	50
РОЗДІЛ 4 Ексергетичний аналіз каскадної холодинної системи	59

					<i>КРМ.ХУКП.1.793-03.1.4</i>					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Дослідження та розробка низькотемпературної каскадної холодинної системи для портового холодинника</i>					
Розроб.		<i>Вінніков Д.П.</i>						Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		<i>Трандафілов</i>							4	135
Н. Контр.		<i>Хмельнюк М.Г.</i>						<i>ОНТУ гр. ХМ-161МН</i>		
Затверд.										

РОЗДІЛ 5. Використання схеми з розділення холодоагенту на фракції..	68
5.1 Етан в якості другого компонента суміші	68
5.1.1 Стандарти безпеки	70
5.2 Загальні принципи розрахунку схем з поділом робочого тіла на фракції	72
5.3 Параметри холодильного циклу на суміші пропан / етан.....	78
5.4 Застосування ексергетичного аналізу для визначення втрат в елементах холодильної установки	88
РОЗДІЛ 6. Охорона праці	117
РОЗДІЛ 7. Техніко-економічні показники роботи	123
Висновки та рекомендації	130
Використана література	135

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РЕФЕРАТ

Магістерська робота складається з: 135 сторінок тексту, 56 рисунків, 39 таблиць, 8 посилань на літературні джерела.

В науково-дослідній роботі вирішено задачу дослідження та розробки низькотемпературної каскадної холодильної системи для портового холодильника. Дослідження каскадної холодильної установки на R744/R290 показали що холодильний коефіцієнт (ϵ) вищий на 64% ніж у каскадних машин, що працюють на R22 і R13, для R290/R1270 холодильний коефіцієнт (ϵ) вищий на 57%, для R290/R23 холодильний коефіцієнт (ϵ) вищий на 70%.

Оптимальна температура конденсації холодильного агента R290 (пропан) верхнього каскаду становить 40°C, при температурі кипіння холодильного агента R744 (CO₂) нижнього каскаду -50°C. Інші пари холодильних агентів для заданих умов не виходять на оптимальний режим.

Використання суміші холодоагентів R290/R170 дозволяє знизити температуру кипіння з -38°C до -53.4°C для концентрації R290/R170 80/20 мас. %. при збільшенні холодопродуктивності до 16% у порівнянні з чистим пропаном.

Цикл з розділенням холодоагенту на фракції дозволяє отримати холодильний ефект на 2-х температурних рівнях -53.4°C у низькотемпературному випарнику та -44.2°C у високотемпературному.

Ключові слова: портовий холодильник – каскадна холодильна система – природні робочі тіла – суміші холодоагентів – енергетична ефективність

ABSTRACT

The master's thesis consists of: 135 pages of text, 56 figures, 39 tables, 8 references to literary sources.

The research work solved the problem of research and development of a low-temperature cascade refrigeration system for a port refrigerator. The study of the cascade refrigeration unit on R744/R290 showed that the refrigeration coefficient (ϵ) is 64% higher than that of cascade machines operating on R22 and R13, for R290/R1270 the refrigeration coefficient (ϵ) is 57% higher, for R290/R23 the refrigeration coefficient (ϵ) is 70% higher.

The optimal condensation temperature of the R290 (propane) refrigerant of the upper stage is 40°C, while the boiling point of the R744 (CO₂) refrigerant of the lower stage is -50°C. Other pairs of refrigerants do not reach the optimum mode for the given conditions.

The use of a mixture of R290/R170 refrigerants allows to reduce the boiling point from -38°C to -53.4°C for a concentration of R290/R170 80/20 wt. with an increase in cooling capacity of up to 16% compared to pure propane.

The cycle with the separation of the refrigerant into fractions allows obtaining a refrigeration effect at 2 temperature levels -53.4°C in the low-temperature evaporator and -44.2°C in the high-temperature evaporator.

Keywords: port refrigerator - cascade refrigeration system - natural working fluids - refrigerant mixtures - energy efficiency

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ.

На сьогоднішній день тема енергозбереження дуже важлива по всій планеті. Цей фактор також відноситься до холодильного обладнання. Безліч холодильних фірм-виробників прагнуть збільшити енергоефективність обладнання шляхом підвищення холодопродуктивності і зменшення енергоспоживання.

Також ця тема стосується і торговельного холодильного обладнання, оскільки у великих магазинах дуже велика кількість одиниць такого обладнання. Використовуючи сучасне обладнання, можна зменшити споживання електроенергії до 30 %. Наприклад, власник магазину перейшов від старого обладнання до сучасного, в результаті чого, місячна плата за електроенергію зменшилась в середньому на 900 грн/міс. Це було підтверджено тахометром споживання електроенергії.

Отже має сенс вкладання грошей у нове обладнання, тим самим зменшити плату за електроенергію, та отримати якісну та ефективну роботу обладнання.

Штучний холод в наш час є необхідною умовою успішного розвитку провідних галузей народного господарства. Зростаюча потреба у використанні холоду призвела до того, що за останні роки розвинулись багато різних напрямів в цій сфері. В останні роки в цій галузі іде глибока модернізація існуючих підприємств, створення нових виробничих і торгових об'єктів. При модернізації великих холодильних установок ці основні задачі вирішуються шляхом заміни морально і фізично застарілого обладнання на сучасне працююче на нових робочих тілах і їх сумішах. При цьому досягається підвищення промислової безпеки, але не завжди забезпечується енергозбереження.

Метою і завданням даного дослідження є розробка і дослідження низькотемпературної холодильної системи працюючої на природних робочих тілах. Під час дослідження сучасного стану на ринку робочих тіл стають очевидними наступні основні вимоги: мінімальна токсичність, вибухопожежобезпечність, озонобезпечність, невеликий вплив на парниковий ефект,

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

хороші термодинамічні і високі експлуатаційні параметри.

Об'єктом дослідження є енергетичні характеристики холодильної установки для замороження та зберігання риби, яка працює на різних холодильних агентах та сумішах природних холодоагентів, а також з додатковими елементами для підвищення холодопродуктивності установки, що впливає на енергомісткість штучного холоду та впливу на оточуюче середовище.

Основним методом дослідження є проведення варіантного теплового розрахунку температур холодильної установки та аналіз і оптимізація проміжних температур при максимальній ексергії і холодильного ефекту.

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1 Аналіз робочих тіл, області застосування і схем промислових холодильних систем.

1.1 Сучасний стан використання природних і синтетичних холодоагентів

Прийняті міжнародними комітетами заходи, по запобіганню руйнування шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері із-за викидів агентів привели, починаючи з початку 90-х років, до радикальних змін в технологіях кондиціонування повітря і штучного охолодження.

До недавнього часу в цих системах використовувалися в основному озоноруйнуючі холодильні агенти, а саме R12, R22 і R502; для особливих цілей застосовувалися R114, R12B1, R13B1, R13 и R503.

Промислово розвинені країни віднині не дозволяють використовувати ці холодильні агенти, окрім R22, у країнах Європейського Союзу, проте, в теперішній час вже діє поетапна програма відмови також і від R22.

Таке положення справ призводить до колосальних наслідків для всієї галузі штучного охолодження і кондиціонування повітря.

Хоча вже міцно увійшли до практики такі холодильні агенти на основі гідрофторвуглеродів (ГФУ - HFC), які немістять хлору, як R134a, R404A, R507A, R407C, R410A, а також NH₃ і різні вуглеводневі, все ще потрібно зробити немало, особливо у відношенні дії на глобальне потепління. Метою є істотне зменшення прямих викидів, що визвані витоками холодильних агентів, за рахунок використання високоефективних установок, змонтованих з надійних компонентів з високою якістю з'єднань трубопроводів.

У зв'язку з цим виконано велике число розробок; вже доступний щонайширший діапазон компресорів і устаткування для різних альтернативних холодильних агентів.

Результати декількох досліджень підтверджують, що зазвичай застосування в промислових цілях паро-компресійних холодильних установок, значно перевершують по ефективності установки, принцип дії яких

						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

заснований на інших процесах, при температурах кипіння біля -40°C .

Сьогодні особливе значення має вибір альтернативних холодильних агентів і конструкцій системи охолодження. Окрім вимоги відсутності озono-руйнуючого потенціалу ($\text{ODP}=0$) і потенціалу дії на глобальне потепління ($\text{GWP}=0$) суттєвим критерієм вибору є величина енергоспоживання систем охолодження, як непрямого вкладу в створення парникового ефекту.

Тому був розроблений метод розрахунку систем охолодження, що дозволяє проаналізувати їх сумарну дію на парниковий ефект.

У зв'язку з цим введений так називаємий чинник "TEWI" (Total Equivalent Warming Impact - сумарна еквівалентна дія на потепління), хоча результат визначається головним чином викидами CO_2 в залежності від використовуваного способу приводу або вироблення енергії. Тому, можливо в майбутньому оцінка дії холодильних агентів на навколишнє середовище буде різною в залежності від місця розташування установки і способу її приводу.

Детальніший розгляд ГФУ холодильних агентів - заміників (HFC) показує, проте, що можливості повністю порівняння однокомпонентних холодильних агентів обмежені. Відносно сприятлива ситуація із заміною R12 на R134a, так само як і R502, на альтернативні R404A і R507A. Гірше йде справа із заміниками для інших хлоровмісних CFC, а також HCFC-холодильних агентів, наприклад, для R22.

Холодильні агенти R32, R15 і R134a розглядаємо як прямі ГФУ - холодильні агенти - заміники (HFC). Проте із-за їх специфічних характеристик вони можуть застосовуватися в чистому вигляді лише у виняткових випадках. В цьому відношенні найбільш важливими критеріями є займистість, термодинамічні властивості і потенціал впливу на глобальне потепління. Ці речовини більш придатні як компоненти сумішей, в яких окремі характеристики шляхом варіювання пропорцій суміші можуть бути приведені у відповідність вимогам.

Окрім ГФУ – холодильних агентів, як заміники розглядаються також

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

аміак (NH₃) і вуглеводневі. Їх промислове використання, проте, обмежується жорсткими вимогами безпеки.

Ілюстрації на наступних сторінках містять структурний огляд альтернативних холодильних агентів, а також інформацію про доступні в даний час однокомпонентні або сумішеві холодильні агенти.

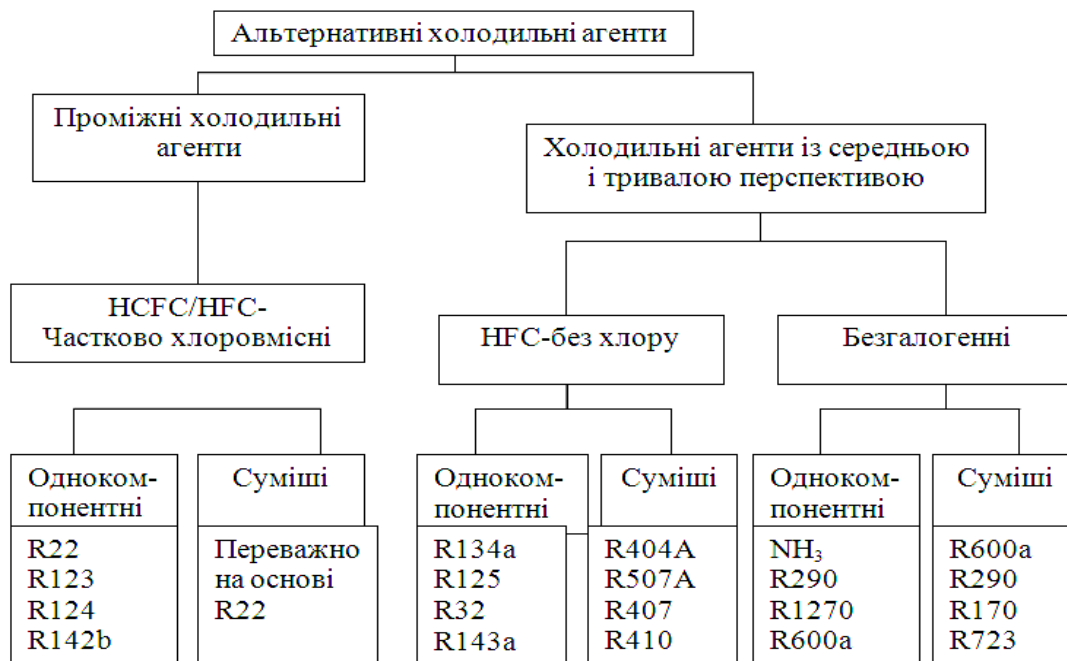


Рис.1.1 Альтернативні холодильні агенти

Попередні холодильні агенти	Альтернативи			
	Класифікація	Промислова назва	Фірми	Склад в сумішах
R12(R500)	R401A R401B R409A R409B R413A	MP39 MP66 FX56 FX57 ISCEON 49	DuPont DuPont Atofina/Solvay Atofina Rhodia	R22/152a/124 R22/152a/124 R22/124/142b R22/124/142b R134a/218/600a
R502	R22 R402A R402B R403A R403B R408A	- HP80 HP81 ISCEON 69S ISCEON 69L FZ10	- DuPont DuPont Rhodia Rhodia Atofina	- R22/125/290 R22/125/290 R22/218/290 R22/218/290 R22/143a/125
R114 R12B1	R124 R124		- -	

Рис.1.2 Альтернативи для CFC холодильних агентів (проміжні (перехідні) холодильні агенти)

1.2 Натуральні робочі тіла.

Як вже згадувалося у вступі була розроблена методика оцінки дії окремих холодильних установок на ефект глобального потепління (TEWI = Total Equivalent Warming Impact - сумарна еквівалентна дія на потепління).

Всі галогеновуглеводневі холодильні агенти, включаючи гидрофторвуглероди (HFC), що не містять хлору відносяться до категорії парникових газів. Викиди цих речовин вносять вклад у глобальний парниковий ефект. Міра їх дії значно більше в порівнянні з CO₂, що є, парниковим газом в атмосфері. Наприклад, якщо узяти тимчасовий інтервал в 100 років, викид 1 кг R134a приблизно еквівалентний викиду 1300 кг CO₂ (GWP100 = 1300). Вже з цих фактів ясно, що зменшення викидів холодильних агентів має бути одному з основних завдань в майбутньому.

З іншого боку, основний вклад в дію, зі сторони холодильних установок на глобальне потепління, вносять викиди (косвенні) CO₂ при виробленні енергії. З врахуванням високого відсотка використання викопного палива на електростанціях, середня величина викида CO₂ в Європі складає близько 0,6 кг на один кіловат електроенергії. В результаті установка за час її служби вносить істотний вклад до парникового ефекту.

Окрім вимоги використання альтернативних холодильних агентів з термодинамічно-сприятливим енергоспоживанням, необхідно також зробити акцент на необхідність використання високоефективних компресорів і супутнього устаткування, а також оптимізованих компонентів систем зважаючи на їх значиму долю в загальному балансі.

Порівнюючи різні конструкції компресорів, можна бачити, що непрямі викиди CO₂ унаслідок підвищеного енергоспоживання можуть надавати більшу сумарну дію на парниковий ефект, чим викиди холодильних агентів.

На рис. 1.3 показана зазвичай застосовувана формула розрахунку чинника TEWI з відповідним виділенням різних напрямів дії на глобальне потепління.

У всьому світі додаються зусилля для зменшення викиду парникових газів, і вже частково розроблені офіційні нормативи. В даний час для території

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження таблиці 1.1

Суміші що не містять хлору HFC (тривала альтернатива)						
R404A	-47	73	55	99(L)	98	-9
R507A	-47	71	54	102(L)	98	-10
R407A	-46	83	56	78(L)	96	+11
R407B	-48	76	53	93(L)	98	-2
R422A	-49	72	56	-	-	-
R407C	-44	87	58	100(H)	95	-8
R417A	-43	90	68	97(H)	-	-25
R419A	-43	79	64	-	-	-
ISCEON29	-45	81	62	-	-	-
R410A	-51	72	43	142	95	-6
FX80	-51	70	44	-	-	-
ISCEON89	-55	70	50	-	-	-
R508A	-86	13	-3	-	-	-
1	2	3	4	5	6	7
R508B	-88	14	-3	-	-	-

Без галоїдні холодильні агенти (тривала альтернатива)						
R717	-33	133	60	100(M)	105	+60
R723	-37	131	58	105(M)	106	+35
R600a	-12	135	114	-	-	-
R290	-42	97	70	89(M)	102	-25
R1270	-48	92	61	112(M)	101	-20
R170	-89	32	3	-	-	-
R744	-57	31	-11	-	-	-

R409B	-35	105	73	100(M)	100	+6
R413A	-35	101	76	105(M)	100	-9
R402A	-49	75	53	109(L)	100	-0
R402B	-47	83	56	99(L)	98	+16
R403A	-50	93	57	105(L)	99	+17
R403B	-51	90	54	112(L)	100	-0
R408A	-44	83	58	98(L)	100	+10
Холодильні агенти без хлору HFC (тривала альтернатива)						
R134a	-26	101	80	97(M)	103	-8
R152a	-24	113	85	-	-	-
R125	-48	66	51	-	-	-
R143a	-48	73	56	-	-	-
R32	-52	78	42	-	-	-
R227ea	-16	102	96	-	-	-
R236fa	-16	120	117	-	-	-
R23	-82	26	1	-	-	-

H – висока температура (+7/55 °C),

M – середня температура (-10/40°C)

L – низька температура (-35/40°C)

Приведенні технічні дані являють собою середні значення, що базуються на кало метричних дослідженнях.

Холодильний агент NH₃ протягом більш ніж одного століття застосовувався в промислових і великих холодильних установках. У нього немає озоноруйнуючого потенціалу і прямого потенціалу дії на глобальне потепління. Його ефективність принаймі не менше, ніж в R22, а в деяких випадках навіть краще; тому його непрямий вклад в ефект глобального потепління малий. Крім того, його вартість незрівнянно нижче. Результуючи, можна задатися питанням: чи є він ідеальним холодильним агентом і оптимальною заміною для R22 або альтернативи гідрофторвуглеводям? Поза

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

сумнівом, NH₃ володіє багатьма позитивними якостями, які можна використовувати також і у великих холодильних установках.

На жаль, мають місце і негативні риси, обмежуючі широке комерційне використання аміаку або вимагаючі споживання витратних, а інколи і нових технічних рішень.

Недоліком NH₃ є високий адіабатичний показник (NH₃ = 1,31 / R22= 1,18 / R12=1,14), що відбивається на температурі нагнітання, яка істотно вище, навіть чим в R22. Тому одноступінчатє стискування вже неможливе при роботі з температурою кипіння приблизно в 10°C і нижче. Слід застосовувати двоступінчатє стискування.

Проблемою при підборі відповідних масел є також і незадовільна їх розчинність в холодильних агентах в невеликих установках. Масла, що раніше застосовувалися, не розчинялися холодильним агентом. Вони вимагають відділення за допомогою витонченої технології і серйозне обмеження використання випаровувачів прямого випаровування із-за погіршення якості при теплопереносі.

Із-за високих температур нагнітання особливі вимоги пред'являються до термостабільності мастил. Це особливо критично для автоматичної роботи, коли масло роками повинне залишатися в контурі без погіршення своїх властивостей.

NH₃ володіє надзвичайно високою різницею ентальпії при фазових переходах і в результаті порівняно малою масовою витратою при циркуляції (приблизно від 13 до 15% порівняно із R22). Ця властивість вважається перевагою для крупних установок, але ускладнює регулювання уприскування холодильного агента на малопотужних установках.

Наступним критерієм, який повинен бути розглянутий, є корозійна дія на мідні матеріали; тому трубопроводи мають бути виготовлені із сталі. Перешкодою є також вимога аміакостійкості обмоток двигунів. Ще однією трудностю являється електропровідність холодильного агента при підвищеному водовмісті.

						Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До інших негативних рис можна віднести токсичність і легкозаймистість що вимагають особливих заходів безпеки при спорудженні і експлуатації таких установок.

При сучасному стані технологій промислові системи на NH₃ вимагають абсолютно інші технології монтажу і експлуатації установок в порівнянні із звичайними промисловими системами.

Унаслідок нерозчиненості в мастилі і специфічних характеристик холодильного агента зазвичай застосовуються високоефективні масловідділювачі і випаровувачі затопленого типу з гравітаційною або примусовою циркуляцією. Із-за небезпеки для тих, хто оточує і охолоджує продукт випаровувач часто не може бути встановлений безпосередньо в зоні охолодження. Тому тепло-перенесення доводиться здійснювати через вторинний контур холодоносія.

Лінії холодильного агента, теплообмінники і арматура повинні виготовлятися із сталі; трубопровідні лінії зважаючи на їх більший розмір підлягають перевірці атестованим інспектором.

Зазвичай застосовують холодильний компресор відкритого типу, в якого привідний двигун є окремим від компресора агрегатом.

Ці заходи істотно підвищують затрати, пов'язані з установками NH₃, особливо при середній і малій продуктивності.

Тому додаються зусилля з метою розробки простіших систем, які могли б застосовуватися і в комерційній сфері.

Частиною програм дослідження являється випробовування частково розчинних мастил з метою поліпшення циркуляції мастила в системах. Як альтернативи розглядаються також упрощені способи автоматичного повернення нерозчинних мастил.

Отриманий до теперішнього часу досвід показав, що системи з частково розчинним мастилом важкі в управлінні. Вода, що міститься в системі, має серйозний вплив на хімічну стабільність контура і знос компресора. Крім того, високий вміст холодильного агента в мастилі призводить до сильного зносу

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипників і інших рухливих частин. Це відбувається із-за сильної зміни об'єму при випаровуванні NH₃ в зоні змащування.

Існують також рішення з герметизацією установок NH₃. Компактний рідинний холодильник (заправка холодильним агентом менше 50 кг) встановлюється в закритий контейнер; аміак при витоках поглинається вбудованим водяним резервуаром. Такі компактні вузли можна встановлювати в місцях, які із-за вимог безпеки раніше були зарезервовані для установок з галогеновмісними холодильними агентами.

Виробнича програма включає сьогодні обширний вибір оптимізованих амиачних компресорів для різних типів мастил:

- Одноступінчаті поршневі компресори відкритого типу (подача від 19 до 152 м³/год при 1450 об/хв) для кондиціонування повітря, для середньотемпературного охолодження і бустер-компресорів.
- Гвинтові компресори відкритого типу (подача від 84 до 250 м³/год при паралельній роботі до 1500 м³/год при 2900 об/хв) для кондиціонування повітря, середньо- і низькотемпературного охолодження.

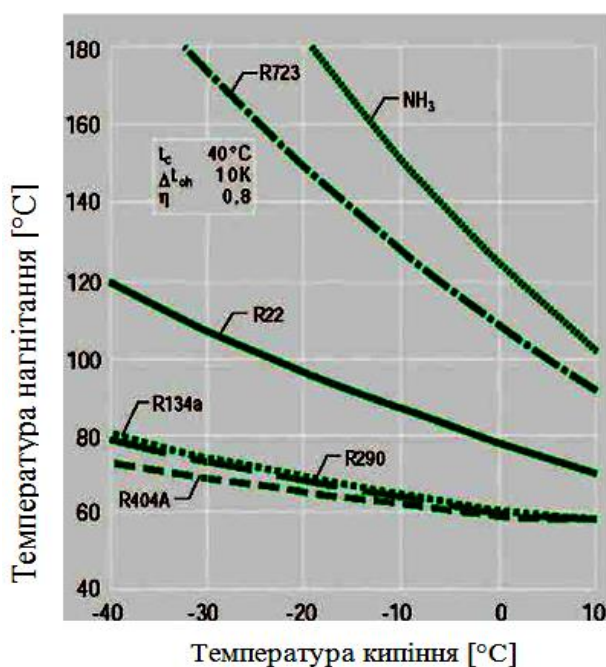


Рис.4 Порівняння температур нагнітання.

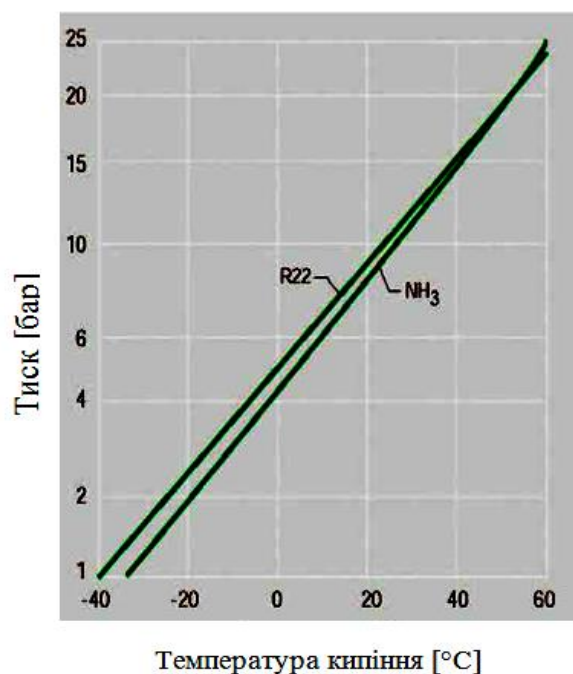


Рис.5 Порівняння рівнів тисків.

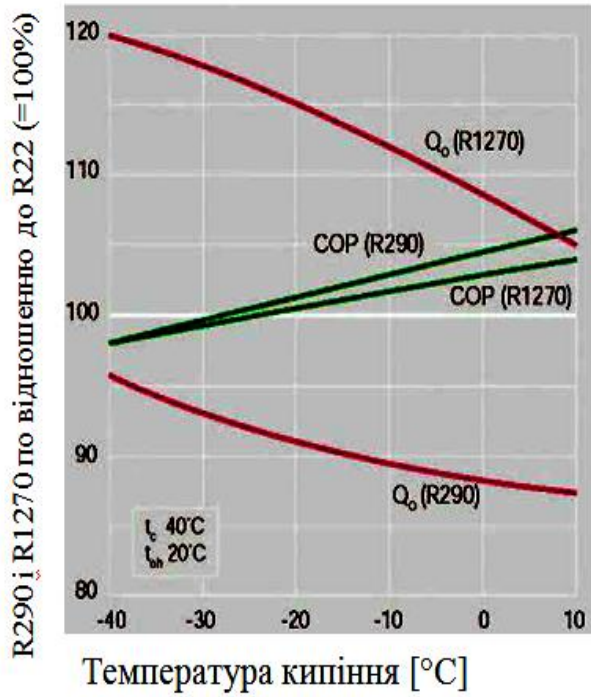


Рис.1.6 R290/R1270/R22 - порівняння холодопродуктивності напівгерметичних компресорів.

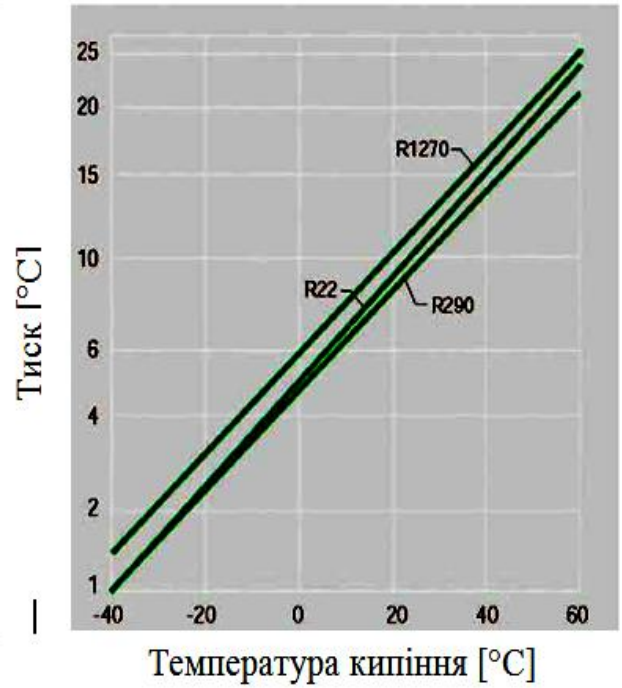


Рис. 1.7 R290/R1270/R22 - порівняння рівнів тиску.

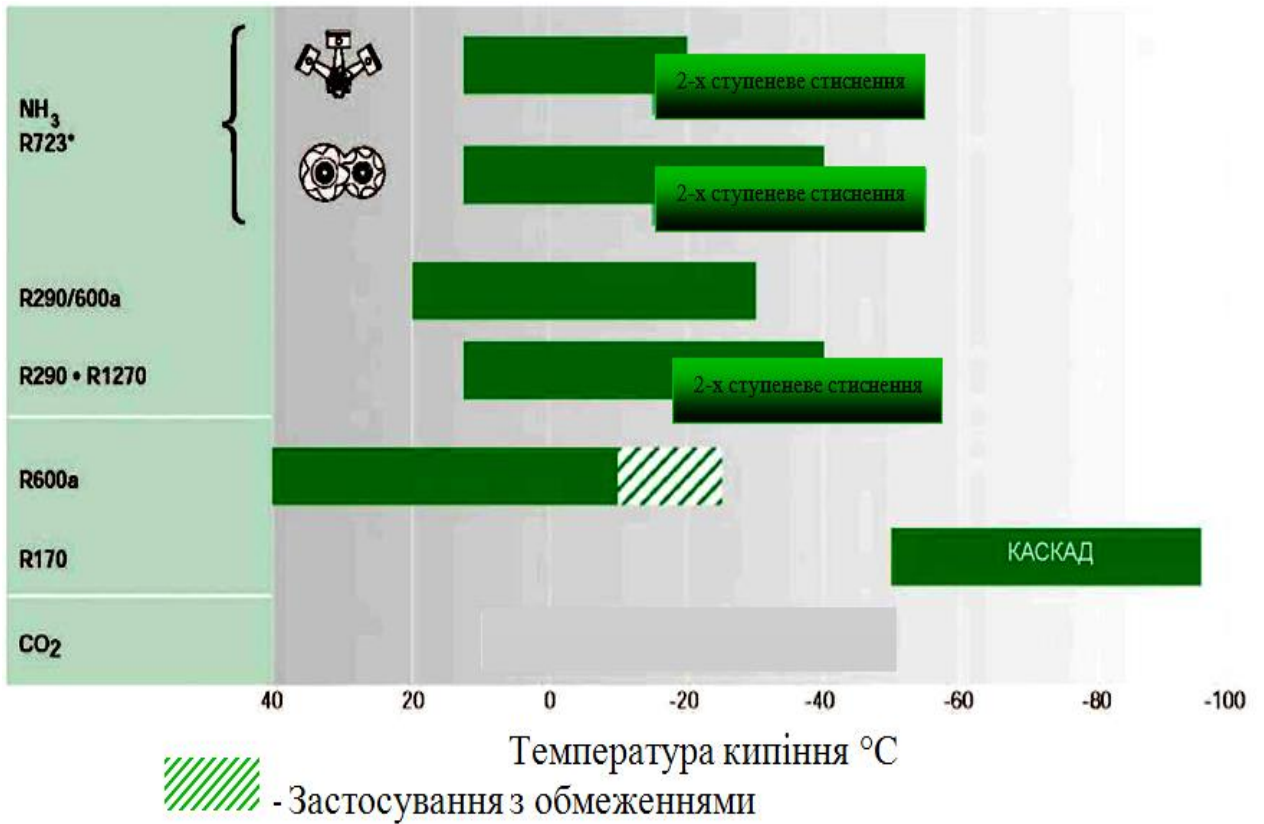


Рис.1.8 Области застосування холодильних агентів.

високі робочі тиски визначають особливі вимоги до конструкції компресора і до систем безпеки.

У цій роботі приведені схемні рішення холодильних установок з CO₂, а також детально розглянуті основні напрями розробки спеціальної компресорної техніки і холодильних масел для CO₂. Крім того, викладені заходи експлуатаційної безпеки установок на CO₂, а також їх характеристики продуктивності в порівнянні із звичайними установками.

Після багатолітнього періоду досить скромного інтересу до CO₂ у розробників холодильної техніки вуглекислота останніми роками привертає до себе особливу увагу, перш за все, із-за екологічних проблем, що загострилися. Разом з розробками проектів з "транс критичними" умовами функціонування останніми роками були успішно введені в експлуатацію багато "до критичних" каскадних систем для комерційного і промислового низькотемпературного охолодження з температурами випаровування нижче -50°C. Слід мати на увазі, що CO₂ в порівнянні з іншими холодильними агентами володіє сприятливішими термофізичними властивостями для даного діапазону температур. Вуглекислота також є хімічно інертною, пожаро- і вибухобезпечною речовиною, але шкідливим для здоров'я людини у великих концентраціях. Всі ці властивості визначають у багатьох випадках явну перевагу CO₂ над аміаком.

До цих пір у холодильних системах з CO₂ використовувалися поршневі і гвинтові компресори відкритого типу. Проте, високий рівень робочих тисків потребує особливих вимоги і, тим самим, підвищує вартість такого компресора. У зв'язку з цим останнім часом зріс інтерес до напівгерметичних компресорів, які є аналогічними до встановлюємих в холодильні агрегати, що випускаються серійно, вживання яких дозволило б значно здешевити перспективні установки.

На сьогоднішній день вже реалізовано багато проектів з напівгерметичними дослідними прототипами. У подальших розділах роботи

						Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

описаний накопичений досвід по створенню надійних спеціалізованих для CO₂ компресорів, а також систем безпеки для них.

1.4 Характеристики продуктивності.

При використанні в каскадних установках особливо висока питома холодопродуктивність CO₂, залежність якої від зміни температур кипіння є дуже пологою кривою, дозволяє використовувати невеликі компресори для комерційного і малого промислового використання, навіть в установках з високим рівнем холодопродуктивності. На діаграмі (Мал 1.19) показано порівняння характеристик продуктивності гвинтового компресора з об'ємною продуктивністю 220 м³/г на холодильних агентах CO₂, R22 і NH₃ при температурах всмоктування (SST) від -35 до -50 °C і температурі конденсації (SCT) -10 °C. Дані по CO₂ і R22 були отримані на напівгерметичному компресорі, дані з NH₃ - на компресорі відкритого типу. Значна відмінність значень об'ємної продуктивності є очевидною, при цьому крива CO₂ значно пологіша уздовж всього діапазону температур випаровування (рис 1.11). Масова витрата CO₂ (рис 1.12), при рівній об'ємній продуктивності також набагато вище чим в R22, не дивлячись на те, що концентрація пари CO₂ при ідентичному R22 рівні тисків складає близько 60% (рис 1.14) при використанні в каскадних установках, причиною цих відмінностей є рівень тисків CO₂, який в описаному діапазоні температур випаровування приблизно в 7...10 разів вищий, ніж в інших холодильних агентах. Як було вже вказано вище, це властивість дуже добре вписується в конструктивний принцип охолодження компресора всмоктуваним газом.

						Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

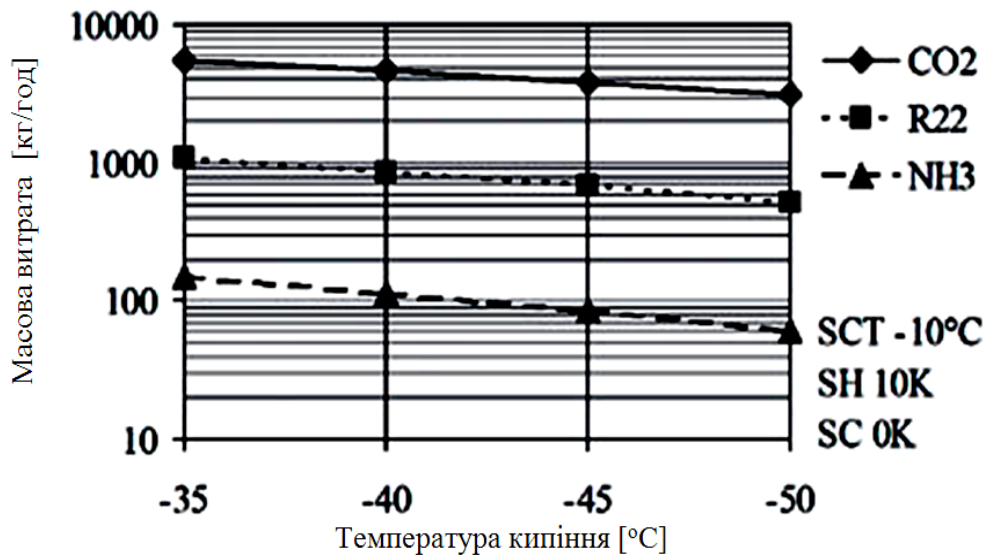


Рис 1.12. Порівняння масових витрат різних холодильних агентів (кг/год) при різних температурах кипіння (SST) (дані отримані на гвинтовому компресорі "Бітцер" з об'ємною продуктивністю 220 м³/год)

Висновки.

Результати досліджень показують, що перспективи подальших розробок в області застосування напівгерметичних поршневих і гвинтових компресорів в каскадних системах на CO₂ дуже сприятливі, особливо з урахуванням того, що ці дослідження базуються на вже апробованих стандартних агрегатах "Бітцер".

Сучасна базова конструкція компресорів з додатковими засобами безпеки сповна допускає функціонування при вищих значеннях допустимого робочого тиску. Більш того, з оптимальною адаптацією компонентів усередині одного модельного ряду компресорів спеціальні для CO₂ вимоги по механічному навантаженню, потужності і охолодженню мотора можуть бути виконані.

Спеціально пристосовані поліефірні (POE) масла забезпечують задовільну циркуляцію і повернення з системи, є вже досить випробуваними і сповна придатними для мастила компресорів. Проте потрібні додаткові дослідження для надійнішого пристосування цих масел для роботи з CO₂.

Завдяки високій об'ємною холодопродуктивності, а також досить рівній характеристиці продуктивності CO₂ реалізуються дуже компактні і маловитратні схемні і конструктивні рішення холодильних установок, які

визначають перспективи майбутнього широкого і економічного використання CO₂ в низькотемпературних каскадних системах.

Експериментальні дослідження таких систем проводяться при рівні тисків, який знаходиться в допустимому сучасним досвідом діапазоні, і у зв'язку з цим ризик аварій залишається порівняно низьким. Проте перед широким поширенням каскадних систем на CO₂ необхідно провести довготривалі випробування дослідних зразків з метою накопити достатній досвід по експлуатації компресорів і інших системних компонентів.

						Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2. Розрахунок каскадної холодильної системи.

2.1. Огляд процесів холодильної обробки типового підприємства рибної промисловості

Процеси холодильної обробки типового рибного підприємства часто організовані як показано на малюнку 2.1. Риба спочатку вивантажується з риболовецького судна, а потім транспортується на завод. Після цього рибу промивають в відфільтрованій морській воді і сортують, відповідно до розміру. Після цього риба, яка продається свіжою, упаковується в ящики з льодом і вивозиться.

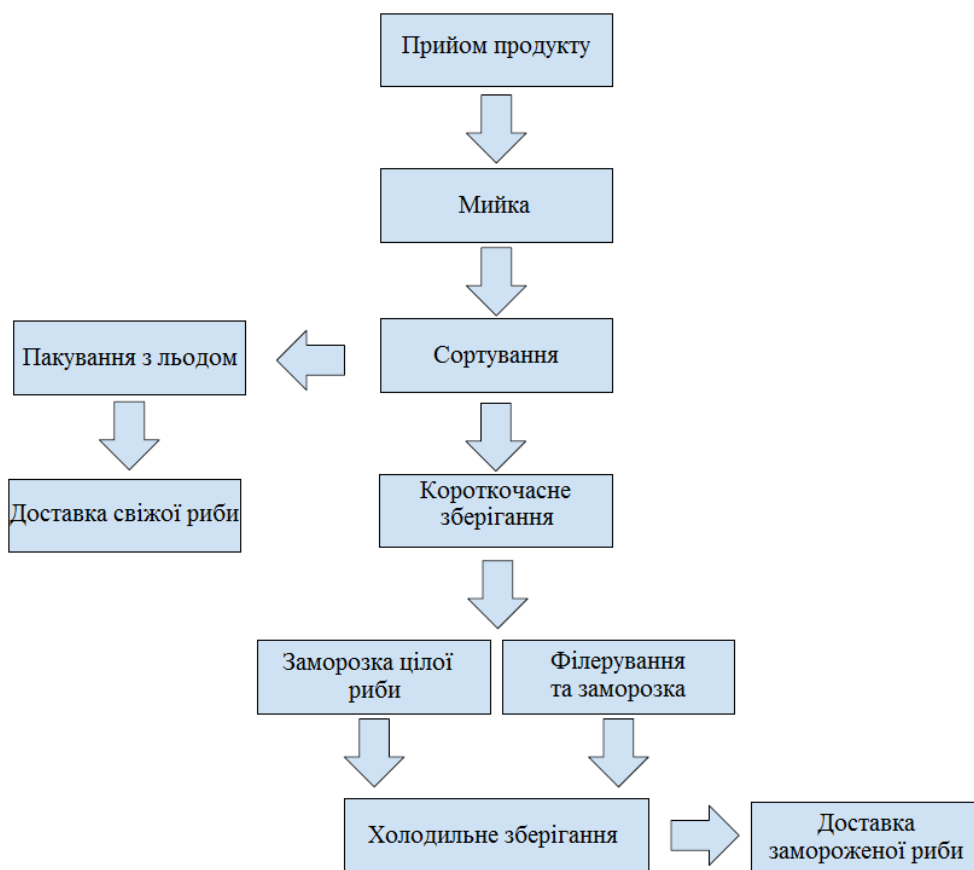


Рисунок 2.1. Процеси холодильної обробки типового рибного підприємства.

Риба яка повинна бути заморожена спочатку обробляється таким же чином, як зазначено вище, але з деякими додатковими кроками після сортування. Оскільки риба часто прибуває в дуже великому обсягу на борту риболовних суден, і, як правило, тільки один або два рази на день, сортувальні

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	26

потужності повинні бути значно вище, ніж потужність заморожування. Це означає, що риба повинна зберігатися між сортуванням і заморожуванні в холодильниках тимчасового зберігання. Після цього риба транспортується в зону заморожування, де вона швидко заморожується. Морожена риба транспортується в до камер зберігання де вона зберігається до доставки. На додаток до заморожування всієї риби є також можливість філерування риби перед заморожуванням, що додає цінність, але збільшує складність обробки риби.

2.2 Вимоги до холодильної обробки риби

При проектуванні нового заводу з переробки риби, першим кроком має бути визначення вимог до системи. Вони засновані головним чином на запит клієнтів, юридичних зобов'язань і фізичних обмежень щодо виду риби, оброблених і його якості. Риба є дуже швидкопсувним харчовим продуктом і, отже, якість погіршується швидко, якщо вони зберігаються в неналежних умовах. Це може привести до небажаних ферментативних дій, росту мікробів і, нарешті, привести до нездорового продукту з небажаним смаком і текстурою. Якість рибного продукту залежить від початкової якості, методу зберігання і тривалості з моменту смерті. Термін зберігання продукту може бути розширений за допомогою таких процесів, як сушіння, соління, охолодження і глибокої заморозки.

Заморожування це процес зниження температури об'єкту від його точки замерзання, і, отже, фазовий зсув з рідини в твердій формі. Риба містить приблизно 75 мас. % води, а розчинені солі знижують температуру замерзання нижче 0 ° С.

Інтервал температур замерзання становить від -1 до -2 ° С. Температура риби буде залишатися більш-менш постійною на рівні точки замерзання, поки більша частина клітинної рідини не замерзне. Це відбудеться в так званій критичній зоні, в діапазон температур від -1 до -5 ° С. Вода все більше зсуватиметься по фазі в лід зі збільшенням концентрації солі у воді, що

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

залишилася поки вся вода не замерзне. Проте, точка замерзання безперервно знижена, оскільки концентрація солі збільшується, і навіть при -25°C є ще близько 5% води в рідкому вигляді.

Таблиця 2.1. Кількість вимороженої води при заморозці

Температура, $^{\circ}\text{C}$	% вимороженої води
-0,9	0
-1,1	32
-2,2	61
-3,3	76
-4,4	83
-5,5	86
-7,8	89

Час, проведений в критичній зоні впливає на якість розмороженої риби і, отже, він є загальним для групи мороженої риби на основі часу, проведеного в критичній зоні. Швидка заморозка приводить до створення численних і дрібних кристалів льоду. Якщо, з іншого боку, процес заморожування йде повільно, кристалів, що утворилися буде мало, і великого розміру. Це може привести до розпаду м'язової клітинної стінки в результаті втрати рідини і текстури змінами розмороженої риби.

Існує три види швидкої заморозки риби:

- час в критичній зоні замерзання більше 2 годин. Риба залишається на підносах / полиці в приміщенні з температурою повітря -18°C .
- швидке заморожування: час, проведений в критичній зоні нижче 2 год. Заморожування може бути зроблено як непрямими шляхом (плиткового заморожування) або прямим заморожуванням (занурена в рідину або шляхом глазурування під час розпилення рідини).

Останнє може призвести до високого поглинання NaCl .

- Ультразвук заморожування: риба занурена в рідину або

									Арк.
									28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

оброблена рідким азотом або рідким діоксидом вуглецю.

Необхідна температура за стандартом при зберіганні заморожені риби - 18°C . Однак, рекомендована температура зберігання знаходиться в межах від -20°C до -25°C . Цей діапазон температур створює температурний запас від 2°C до 7°C , який необхідний для забезпечення якості продукту після завантаження до вантажних автомобілів і нормального зберігання в охолоджених зонах. Проте, вимоги стану, в якому сховище холодильна повинні бути в змозі тримати продукт при температурі не більше -18°C . Це наводить на думку, що температура повітря повинна бути нижче температури по сухому термометру -18°C . Вплив температури зберігання на час зберігання високої якості для деяких видів морепродуктів можна побачити в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Термін придатності при трьох різних температурах для різних заморожених морепродуктів

Вид продукту	-18°C	-25°C	-29°C
Тріска	3-5	6-8	8-10
Пікша	3-5	6-8	8-10
Жирна риба	2-3	3-5	6
Лобстер, краб	2		
Креветка	6		
Молюски	3-4		

Температура по сухому термометру незначно коливатиметься внаслідок змін в холодильному навантаженні і недосконалості в системі управління. Припускаючи, що велика маса замороженого продукту знаходиться в камері зберігання теплова інерція буде перешкоджати великим коливанням температури продукту, навіть коли температура повітря коливається. Відповідно до Європейських норм зберігання риби якість замороженого рибного продукту на піддоні залишається придатною до 30 хв при температурі повітря від 15°C до 25°C . Це дозволяє пом'якшити вимоги до температури

						Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря на короткий період, щоб уникнути надмірних розмірів системи охолодження. Це послаблення дозволяє збільшення температури повітря при розморожуванні і інфільтрації з відкритих дверей протягом літа.

2.3 Вимоги до камер зберігання.

Останнім часом набув поширення спосіб зберігання риби при негативній температурі, близькій до кріоскопічної.

Охолоджують рибу недовго, до утворення на її поверхні підмороженого шару товщиною 5-10 мм. Підморожену рибу іноді називають переохолодженою, або рибою глибокого охолодження. Здійснюють цей процес у морозильних апаратах. При цьому температура в підмороженому шарі складає від -3 до -5°C, а в товщі риби кристалоутворення не відбувається, і вона має температуру від 0 до -1°C. Наступне зберігання здійснюють при температурі повітря від -2 до -3°C в ящиках без льоду. Риба добре транспортується, а реалізується як охолоджена.

Найкраще властивості і структура риби зберігаються при швидкому заморожуванні при температурі від -18 до -39°C. Звичайно застосовують повітряне заморожування (холодним повітрям), яке здійснюють у морозильних камерах холодильників і в морозильних апаратах інтенсивної дії.

Риба вважається замороженою, якщо при ударі по ній твердим предметом з'являється дзвінкий звук. Для запобігання усушки мороженої риби й окислення жиру її іноді після замороження глазурують, тобто на кілька хвилин опускають у холодну воду і, швидко охолоджуючи, дають можливість утворитися на поверхні риби шару льоду товщиною 2-3 мм.

Існують дані, що заморожування риби в рідкому азоті при -195°C з наступним зберіганням при тій самій температурі протягом двох тижнів не впливає на розчинність білків. Виділення соку з мороженої риби при відтаванні, центрифугуванні, варінні, а також її органолептичні показники такі ж, як і в свіжої.

Розморожування.

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розморожуванні риби відбуваються процеси, що знижують її якість, особливо смак та здатність утримувати вологу. Щоб звести до мінімуму небажані явища, треба розморожувати швидко. Це дає позитивний ефект як при короткочасному, так і при тривалому (до 6 міс.) зберіганні риби при досить низькій постійній температурі (від -18 до -20°C). При менш сприятливих умовах зберігання або перевезення (при підвищеній мінливій температурі) ефект від швидкого розморожування може знижуватися.

Основним способом розморожування є занурення блоків замороженої риби у ванну з водою, що має температуру $15-20^{\circ}\text{C}$. При цьому збільшується кількість риби з механічними ушкодженнями. Як правило, вона має ослаблену консистенцію, непривабливий вигляд і температуру $10-14^{\circ}\text{C}$. Крім того, цей спосіб потребує значних фізичних затрат і його складно механізувати. Набули поширення інші способи: плівково-зрошувальний, струмом промислової частоти і струмом високої частоти. Кращі результати дає розморожування в полі СВЧ. При розморожуванні, як і при заморожуванні, процеси, які негативно впливають на якість риби, проходять в основному при температурах від -5 до -1°C .

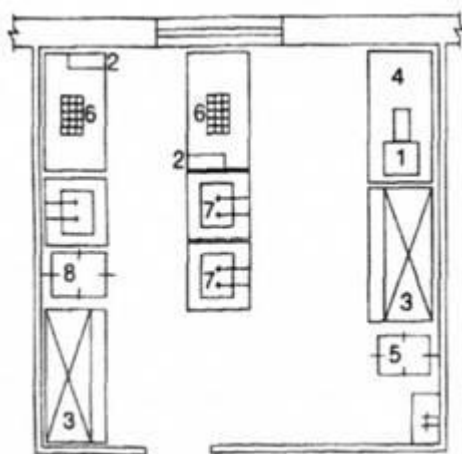


Рисунок 2.3. Розміщення обладнання в рибному цеху потужністю 0,5 т:
 1 - м'ясорубка; 2 - пристрій для очищення риби; 3 - холодильна шафа; 4 - виробничий стіл; 5 - виробничий стіл для очищення риби; 6 - виробничий стіл для очищення риби; 7 - мийна ванна; 8 - візок-стелаж

						Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальне керівництво цехом здійснює начальник виробництва. Якщо в цеху працюють п'ять і більше робітників – призначається бригадир (кухар IV або V розрядів), який разом з іншими виконує виробничу програму. На підставі меню він одержує у начальника виробництва сировину, дає завдання кухарям відповідно до їхньої класифікації, розподіляє продукти між членами бригади. Бригадир здійснює контроль за технологічним процесом, нормами витрати сировини і виходом напівфабрикатів, станом і справністю обладнання, відповідає за дотримання правил охорони праці, техніки безпеки, стежить за санітарним станом цеху.

2.4 Вихідні дані підприємства для розрахунку

Холодильна установка рибного заводу, яка є об'єктом даного дослідження, розташована у південній Україні, в Одеській області. Компанія-власник заводу має свій власний рибальський флот і улов доставляється судами безпосередньо на об'єкт, розвантажуватися з допомогою двох автоматичних станцій розвантаження. Оселедець і скумбрія є єдиними видами риб в стадії обробки і обмеження виробничих потужностей для заморожування становить 75 тонн на добу. На додаток до заморожування є ємність для виробництва льоду 10 тонн на добу. Лід використовується для охолодження свіжого улову на судах до прибуття на об'єкт, але і для охолодження свіжих поставок риби. Перед тим як риба заморожена, вона зберігається в буферних ємностях з -1°C води. Є чотири буферних резервуари з ємністю 100 тонн риби. Після заморожування, риба зберігається в охолоджену зберігання при температурі -29°C , з ємністю 1200 тонн.

2.4.1 Температурний режим підприємства

Вимоги температури риби до, під час і після процесу заморожування визначаються на основі необхідної якості розмороженої риби разом з часом між заморожуванням і використанням. Оселедець часто їдять маринованим,

						Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тобто без нагрівання, і тому потрібна дуже висока якість. Короткий термін зберігання до заморожування дуже важливий для якості і тому риба повинна зберігатися при мінімально можливій температурі, не досягаючи критичної зони. При зберіганні при температурі, зазначеній в таблиці 1.2 він не досягає критичної зони, рівної -1°C і не перевищує вимогу в $4,4^{\circ}\text{C}$ протягом короткого терміну зберігання.

При заморожування риби температура завжди повинна доходити до -18°C в середині рибини менш ніж за 2 години, щоб гарантувати якість. Подальше зниження температури не має негативного ефекту, поки середня температура риби не перевищує довгострокову температуру зберігання.

Для тривалого зберігання, як можна бачити в таблиці 1.2, температура -29°C перевершує вимогу -18°C , і це також дає великий запас температури під час перевезення риби. Так як холодильна установка є першим кроком в процесі виробництва, і риба експортується по всій країні, тривалий термін зберігання і великі запаси температури дуже важливі. Більш низькі температури можуть бути застосовані, якщо вони вважаються більш ефективними в певний час.

2.4.2 Надходження продукту

Кількість замороженої риби в даний час встановлюється максимально 75 т/день. Це в значній мірі обмежується наявним рибальським флотом. Потужності для зберігання мають такі розміри по відношенню до довжини рибальського сезону, потоку продукту і частоти поставок. Приплив, відтік і зберігання потужності можна побачити в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Надходження продукту

Процеси	Надходження т/год	Відвантаження т/год	Ємність, т
Сортування	15	15	0
Охолодження	15	3	100
Замороження	3	3	6
Зберігання	3	30	1200

						Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5 Теплове навантаження на систему та вихідні дані до розрахунку.

Підбір компонентів системи охолодження є дуже важливим. Тиск конденсації змінюється в залежності від зовнішньої температури точки роси.

Тиск конденсації, або тиск нагнітання, змінюється за рахунок використання змінного ступеня стиснення гвинтового компресора. Інша причина використовувати гвинтовий компресор проти поршневого компресора, є перевага в адіабатній ефективності. Гвинтові компресори мають середній адіабатний ККД на 7% вище, ніж їх альтернативи. Зовнішній датчик температури посилає інформацію в контролер системи, який, в свою чергу, контролює золотник компресора, змінюючи ступінь стиснення і, таким чином, тиск на виході. Вибір способу управління ступенем стиснення стояв між частотно-регульованим приводом (VFD) і золотником. Так як компресори працюватимуть на повному навантаженні вибір став на золотнику, оскільки VFD має 4% штраф в цих умовах.

Для циклу R290 максимальне миттєве навантаження холодильної системи за нормальних умов становить 300 кВт. Для досягнення цього ефекту об'єднані два компресори з продуктивністю 160 кВт, 160 кВт.

Для циклу R744 максимальне миттєве навантаження холодильної протягом нормального року становить 250 кВт. Для досягнення цього ефекту об'єднані два компресори з продуктивністю 130 кВт

Потреба в холоді змінюється з плином часу і для досягнення правильного навантаження компресори секвенували. Це означає, що вони включаються і вимикаються таким чином, щоб відповідати потребі в холодильному ефекті. Для того, щоб уникнути необхідності запуску деяких компресорів на частковому навантаженні з більш низькою ефективністю, системf акумуляції теплоти входить в конструкцію системи.

Вихідні дані:

- температура конденсації $t_k = 40 \text{ }^\circ\text{C}$;

						Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температура кипіння $t_0 = -50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- верхній каскад R290, нижній каскад R744.

2.6 Схема і цикл каскадної холодильної машини.

Схема дійсної холодильної машини показана на Рис. 2.4.

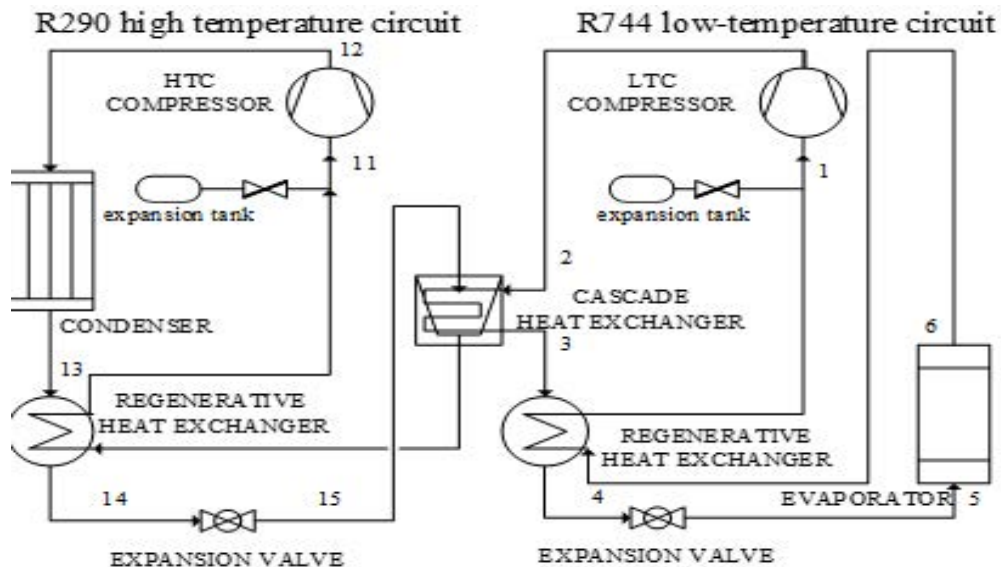


Рис. 2.4. Схема дійсної каскадної холодильної установки.

КВК, КНК – компресори верхнього і нижнього каскаду відповідно; КД-В – конденсатор – випаровувач; РТО – регенеративний теплообмінник типу “ПАР - РІДИНА”; К – конденсатор, В – випаровувач; РС – розширювальна ємкість; ДВ – дросельний вентиль.

Каскадна холодильна установка працює як дві незалежні одноступеневі холодильні машини, які пов’язані між собою одним елементом – конденсатор – випаровувачем, в якому здійснюються процеси конденсації CO_2 , як холодильного агента (ХА) нижнього каскаду і кипіння R290, як ХА верхнього каскаду. У високотемпературному басейні пари пропану стискаються у КВК і нагнітаються у К, де охолоджуються, конденсуються і переохолоджуються до температури T_{13} . Далі рідкий ХА потрапляє у РТО де вони переохолоджуються за рахунок теплообміну із паром низько-температурного потенціалу КД-В. ХА

						Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

із температурою T_{14} дроселюється у ДВ потім паро - рідинна суміш кипить у КД-В і через РТО всмоктується КВК. Цикл повторюється.

У низькотемпературному басейні пари вуглекислоти стискаються у КНК і нагнітаються у КД-В, де конденсуються. Рідкий ХА переохолоджується у РТО і потрапляє у В де кипить забираючи тепло від охолоджуємого об'єкта. Далі пар із низькою температурою підігрівається в РТО до температури всмоктування T_1 і всмоктується КНК. Цикл повторюється.

Під час стоянки машини температура робочої речовини стає рівною температурі навколишнього середовища. Рідкий ХА випаровується. Звичайно, що із ростом температури росте і тиск. Таким чином в машині встановлюється високий тиск насичення, що відповідає температурі навколишнього середовища. Цей тиск досить високий і може привести до серйозних проблем при пуску компресора. У зв'язку з цим на всмоктуючій лінії компресора встановлюється розширювальна ємкість (балон), яка включається тільки під час стоянки машини.

Побудова циклу каскадної холодильної машини здійснюється по наступному алгоритмові:

- проміжна температура в КД-В визначається як:

$$T_{\text{пр}} := \sqrt{T_{\text{кв}} \cdot T_{\text{он}}}$$

Де: $T_{\text{кв}}$ – абсолютна температура конденсації верхнього каскаду,
 $T_{\text{кв}}=313 \text{ K}$,

$T_{\text{он}}$ – абсолютна температура кипіння нижнього каскаду,
 $T_{\text{он}}=223 \text{ K}$, $T_{\text{пр}}=264 \text{ K}$;

- температура кипіння верхнього каскаду:

$$T_{\text{ов}} := T_{\text{пр}} - \Delta T$$

Де: $\Delta T=5 \text{ K}$, $T_{\text{ов}}=259 \text{ K}$;

- температура конденсації нижнього каскаду

$$T_{\text{кн}} := T_{\text{пр}} + \Delta T$$

$T_{\text{кн}}=269 \text{ K}$;

						Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- температурний перегрів на виході із компресора становить 5°C ;
- переохолодження ХА в конденсаторі становить 5°C ;
- температуру недорекуперації приймаємо рівною 15°C ;
- коефіцієнт корисної дії РТО $\eta=0,8$.

Будуємо цикл в діаграмі $\log P$ - h для визначення параметрів вузлових точок.

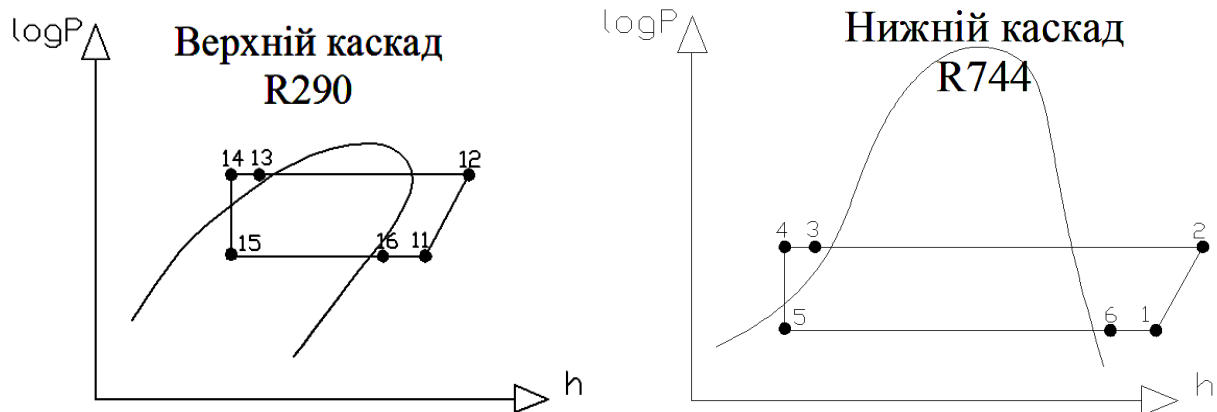


Рис 2.5 Зображення циклу каскадної холодильної установки в діаграмі $\log P$ - h .

Термодинамічні процеси каскадної холодильної машини:

- ✓ 11 – 12 адіабатне стиснення парів ХА компресором нижнього каскаду;
- ✓ 12 – 13 ізобарна конденсація парів ХА у конденсаторі;
- ✓ 13 – 14 ізобарне переохолодження рідкого R290 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- ✓ 14 – 15 ізоентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- ✓ 15 – 16 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсатор - випаровувачі;
- ✓ 1 – 1 адіабатне стиснення парів ХА компресором верхнього каскаду;
- ✓ 2 – 3 ізобарна конденсація парів ХА у конденсатор - випаровувачі;
- ✓ 3 – 4 ізобарне переохолодження рідкого R744 у РТО типу “ПАР - РІДИНА”;
- ✓ 4 – 5 ізоентальпійне дроселювання рідкого ХА у ДВ;
- ✓ 5 – 6 ізобарне випаровування паро – рідинної суміші у конденсатор - випаровувачі.

						Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4

	Температура, °С	Тиск, бар	Об'єм, м ³ /кг	Ентропія, кДж/кг К	Ентальпія, кДж/кг
1	-19	6	0,07	1,29	679
2	80	32	0,0196	1,29	758
3	-9	32	-	-	406
4	-20	32	-	-	377
5	-50	6	-	-	368
6	-45	6	0,06	1,27	675
11	6	2,99	0,1644	2,51	592
12	66	13,7	0,0389	2,51	670
13	35	13,7	0,00209	1,307	291
14	20	13,7	-	-	250
15	-14	2,99	-	-	250
16	-9	2,99	0,153	2,419	567

2.7 Тепловий розрахунок.

Розраховуємо питому масову холодопродуктивність:

$$q_{он} := h_6 - h_5 \quad q_{ов} := h_{16} - h_{15}$$

Де: h – ентальпія відповідних точок (Табл.2.1)

Визначаємо питому теплоту конденсації:

$$q_{кн} := h_2 - h_3 \quad q_{кв} := h_{12} - h_{13}$$

Питома об'ємна холодопродуктивність:

$$q_v := q_{он} \div V_1$$

Де: v_1 – об'єм ХА у відповідних точках циклу.

Масова витрата ХА через нижній каскад:

$$M_{ан} := Q_{он} \div q_{он}$$

Де: $Q_{он}$ – холодопродуктивність установки.

Масову витрату через верхній каскад визначимо із рівняння теплового балансу конденсатор – випаровувача:

$$M_{ав} := (M_{ан} \cdot q_{кн}) \div q_{ов}$$

Адіабатна робота стиснення у компресорі:

$$l_{кмн} := h_2 - h_1 \quad l_{кмв} := h_{12} - h_{11}$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

						Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{дн} := M_{ан} \cdot V_1$$

$$V_{дв} := M_{ав} \cdot V_{11}$$

Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_{н} := \lambda_{сн} \cdot \lambda_{wn}$$

$$\lambda_{в} := \lambda_{св} \cdot \lambda_{wb}$$

Де: λ_c – коефіцієнт подачі, що враховує наявність мертвого простору:

$$\lambda_{сн} := 1 - c \cdot \left[(P_2 \div P_1)^{1 \div m_{н}} - 1 \right] \quad \lambda_{св} := 1 - c \cdot \left[(P_{12} \div P_{11})^{1 \div m_{в}} - 1 \right]$$

де P – тиск у відповідних точках (Табл.2.1)

m – показник адиабати (1,13 для R290, 1,3 для R744)

λ_w – коефіцієнт подачі що враховує об'ємні втрати:

$$\lambda_{wn} := T_{он} \div T_{кн}$$

$$\lambda_{wb} := T_{ов} \div T_{кв}$$

Де: T – абсолютна температура відповідних точок циклу (Табл.2.1)

Теоретичний об'єм описаний поршнем:

$$V_{нн} := V_{дн} \div \lambda_{н}$$

$$V_{нв} := V_{дв} \div \lambda_{в}$$

Визначаємо потужність необхідну для привода компресора:

➤ Адиабатна:

$$N_{ан} := M_{ан} \cdot i_{кмн}$$

$$N_{ав} := M_{ав} \cdot i_{кмв}$$

➤ Індикаторна :

$$N_{ін} := N_{ан} \div \eta_{ін} \quad N_{ів} := N_{ав} \div \eta_{ів}$$

Де: $\eta_{ін}$ – індикаторний коефіцієнт,

$$\eta_{ін} := \lambda_{wn} + v \cdot t_{он}$$

$$\eta_{ів} := \lambda_{wb} + v \cdot t_{ов}$$

Де: v – коефіцієнт ($v=0,001$).

➤ Потужність, що затрачається на тертя:

$$N_{трн} := V_{нн} \cdot P_{тр}$$

$$N_{трв} := V_{нв} \cdot P_{тр}$$

➤ Ефективна:

$$N_{ен} := N_{трн} + N_{ін}$$

$$N_{ев} := N_{трв} + N_{ів}$$

Коефіцієнт перетворення (COP):

а) циклу Карно:

$$COP_k := T_{он} \div (T_{кв} - T_{он})$$

						Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) теоретичний:

$$COP_T := q_{OH} \div (I_{KMV} + I_{KMN})$$

в) дійсний:

$$COP_D := Q_{OH} \div (N_{eH} + N_{eV})$$

Степень термодинамічної досконалості (СТС):

а) теоретична:

$$\eta_{CTCT} := COP_T \div COP_K$$

б) дійсна:

$$\eta_{CTCD} := COP_D \div COP_K$$

Теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\epsilon_T := Q_{OH} \div (N_{aH} + N_{aV})$$

Примітка: індекс n – нижній каскад, v – верхній каскад.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5

Позначення	q _{o.n.}	q _{o.v.}	q _{k.n.}	q _{k.v.}	q _{v.}	M _{a.n.}	M _{a.v.}	I _{km.n.}	I _{km.v.}
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/м ³	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
Величина	307	317	352	379	4386	0,749	0,86	79	78

Продовження таблиці 2.5

Позначення	V _{d.n.}	V _{d.v.}	λ _n	λ _v	V _{h.n.}	V _{h.v.}	N _{a.n.}	N _{a.v.}	N _{i.n.}
Розмірність	м ³ /с	м ³ /с	-	-	м ² /с	м ² /с	кВт	кВт	кВт
Величина	0,052	0,141	0,763	0,757	0,069	0,187	59,2	67,1	76,1

Продовження таблиці 2.5

Позначення	N _{i.v.}	N _{гр.n.}	N _{гр.v.}	N _{e.n.}	N _{e.v.}	COP _K	COP _T	COP _D	η _{CTCT}	η _{CTCD}	ε
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-	-	-
Величина	81,4	4,2	11,2	80,2	92,6	2,48	1,96	1,33	0,789	0,537	1,83

Отже, з усього вище зазначеного можна зробити наступні висновки:

- Схемне рішення, яке було прийняте цілком допустиме, про що свідчать результати розрахунків. Схема, що має широке поширення серед машин що працюють на хладонах (Рис.3.3) застосовувати у нашому випадку недоцільно, оскільки встановлення РТО-2 призведе до значного збільшення роботи КНК, що працює на вуглекислоті (із-за своїх специфічних властивостей в області ненасиченого пару);

- Холодильний коефіцієнт (ϵ_T) вищий на 64% ніж у каскадної машини, що працює на R22 і R13 в якості холодильних агентів, і рівний відповідному ϵ_T двоступеневій холодильній машині на R22 (Рис.16; с.43; [11]);
- Степінь термодинамічної досконалості ($\eta_{\text{стс.д}}$) лежить в традиційних межах (0,5...0,7) для каскадних машин. Це свідчить про те, що робота, що витрачається на виробництво холоду більша чим величина виробленого холоду. Із точки зору термодинаміки це недоцільно, однак холодильні машини не мають альтернативи, тому для отримання таких низьких температур необхідно “платити” дорого.
- Температурний рівень (+40 ÷ -50) цілком допустимий, але необхідно провести додаткові розрахунки для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду (с.41;[10]).

2.9 Розрахунок і підбір конденсатор – випаровувача.

У зв'язку з тим, що програм для розрахунків конденсатор – випаровувачів у вільному використанні немає розрахунок будемо проводити по методиці розрахунку горизонтального кожухотрубного конденсатора із оребрених труб ([13],с.301).

При проектуванні конденсатор – випаровувачів кожухотрубного типу доцільно, використовувати міжтрубний простір для кипіння холодильного агенту нижнього каскаду, а внутрішні полості труб для конденсації ХА верхнього каскаду. Якщо навпаки ХА кипить в трубах, то в наслідок малої їх ємкості, регулювати подачу рідкого ХА в такий апарат затруднено, що негативно відображається на роботі каскадної машини вцілому. При недостатній подачі рідини ступінь наповнення трубок рідиною швидко зменшується, теплопередача в апараті стає неефективною, і ХА нижнього каскаду не встигає сконденсуватися на поверхні трубок, в результаті чого тиск нагнітання компресора нижнього каскаду різко зростає. При невеликому ж

						Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надлишку рідини відразу починається вологий хід компресора верхнього каскаду.([11], с137).

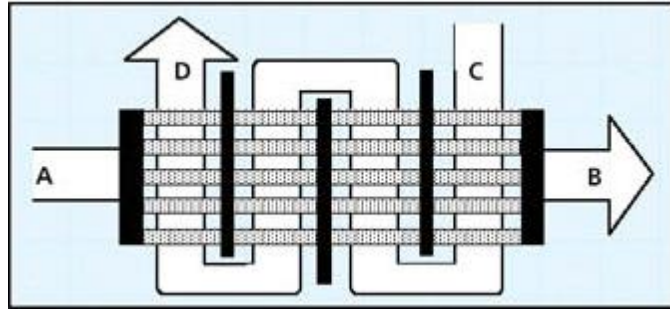


Рис. 2.7 Схематичне зображення конденсатор – випаровувача.

а)вхід рідкого пропану, в)вихід пароподібного пропану,
с)вхід парів вуглекислоти, d) вихід рідкої вуглекислоти.

Вихідні дані для розрахунку:

- холодопродуктивність установки 230 кВт,
- температура кипіння нижнього каскаду $T_o = 243$ К,
- температура кипіння верхнього каскаду (температура охолоджуючого середовища) $T_{w1} = 259$ К.
- робочі тіла: вуглекислота і пропан.
- властивості рідкого пропану при $t_{cp} = -14$ °С:
 - коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu = 11 \cdot 10^{-6}$ м²/с
 - коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 11,5$ Вт/(м²/К)
 - питома теплоємність $c_p = 1,15$ кДж/(кг °с)
 - густина $\rho = 1320$ кг/м³
 - число Прандтля $Pr = 0,87$

1. Температура пропану на виході із конденсатор – випаровувача становить: $T_{w2} = 264$ К.

2. Температура конденсації нижнього каскаду: $T = 269$ К.

3. Середньологарифмічна різниця температур в апараті:

$$\Theta_m = \frac{T_{w2} - T_{w1}}{2,31g \frac{T - T_{w1}}{T - T_{w2}}} = \frac{264 - 259}{2,31g \frac{269 - 259}{269 - 264}} = 7,22^\circ\text{C}$$

4. Теплова навантаження на апарат:

						Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q = q_{\text{кн}} \cdot M_{\text{ан}} = 352 \cdot 0,749 = 263,7 \text{ кВт}$$

5. Розход ХА верхнього каскаду $M_{\text{ав}} = 0,86 \text{ кг/с}$,

6. Основні розміри, що характеризують теплообмінну поверхню:

- Тип труб – мідні із накатними ребрами,
- Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}} = 0,0132\text{м}$,
- Діаметр труби по окружності впадин $d_0 = 0,0165\text{м}$,
- Діаметр труби по окружності виступів $d_{\text{н}} = 0,021\text{м}$,
- Шаг ребер $u = 0,002\text{м}$,
- Площа зовнішньої поверхні $F_{\text{н}} = 0,165464 \text{ м}^2/\text{м}$,
- Площа внутрішньої поверхні $F_{\text{вн}} = 0,165464 \text{ м}^2/\text{м}$,
- Коефіцієнт оребрення $E = 4$.

7. Швидкість руху паро – рідинної суміші пропану на вході в апарат приймаємо $1,5 \text{ м/с}$. Тоді число труб в одному ході

$$n = \frac{4V_w}{w\Pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,004453}{1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2} = 22,3$$

8. Приймаємо 22, тоді

$$w = \frac{4V_w}{n\Pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 0,004453}{22 \cdot 3,14 \cdot 0,0132^2} = 2,502 \text{ м/с}$$

9. Число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{2,502 \cdot 0,0132}{11,5 \cdot 10^{-6}} = 2871$$

10. Число Нусельта

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,43} = 0,021 \cdot 2871^{0,8} \cdot 0,87^{0,43} = 0,021 \cdot 584 \cdot 0,94 = 11,55$$

11. Коефіцієнт тепловіддачі зі сторони пропану:

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{11,55 \cdot 11,5}{0,0132} = 10062 \text{ Вт/(м}^2/\text{К)}$$

									Арк.
									43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

12. Коефіцієнт тепловіддачі із сторони вуглекислоти, відносно внутрішньої поверхні оребреної труби:

$$\alpha_a = 0,725 \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_0}} \cdot n^{\frac{1}{6}} \cdot \varphi_p \cdot \frac{F_{zg}}{F_{вн}} \cdot (T - T_{cm})^{\frac{1}{4}} =$$

$$= 0,725 \sqrt[4]{\frac{242 \cdot 1340^2 \cdot 0,099^3 \cdot 9,81}{0,003 \cdot 0,0165}} \cdot 7^{\frac{1}{6}} \cdot 1,5454 \cdot 4 \cdot (T - T_{cm})^{\frac{1}{4}} = 2999 \cdot (T - T_{cm})^{\frac{1}{4}} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Де: $r=242$ кДж/кг – теплота пароутворення для вуглекислоти при $T=269$ К, $\lambda=0,099$ Вт/(м²К) коефіцієнт теплопровідності вуглекислоти, $\rho=1340$ кг/м³, $\mu=3 \cdot 10^{-4}$ Па с коефіцієнт динамічної вязкості рідини, $\varphi_p=1,5454$ коефіцієнт що враховує різні умови конденсації на горизонтальних і вертикальних ділянках труби ([13], с.302), $n=7$ – половина числа рядів труб по вертикалі.

13. Тепловий потік в апараті в залежності від температури стінки:

$$q_{Fн} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{cm} - T_w); q_{Fв} = \alpha_a \cdot (T - T_{cm})^{\frac{3}{4}}$$

Де: $\sum \frac{\delta}{\lambda} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \text{ К / Вт}$ - прийнятий термічний опір стінки і забруднень.

Тоді, $q_{Fн} = 1668 \cdot (T - T_{cm}); q_{Fв} = 2999 \cdot (T - T_{cm})^{\frac{3}{4}}$

Для розв'язку цього рівняння побудуємо графік $q_f=f(T_{ст})$. Температуру стінки будемо змінювати в діапазоні температур: $T_{ст} = (259 - 268\text{К})$

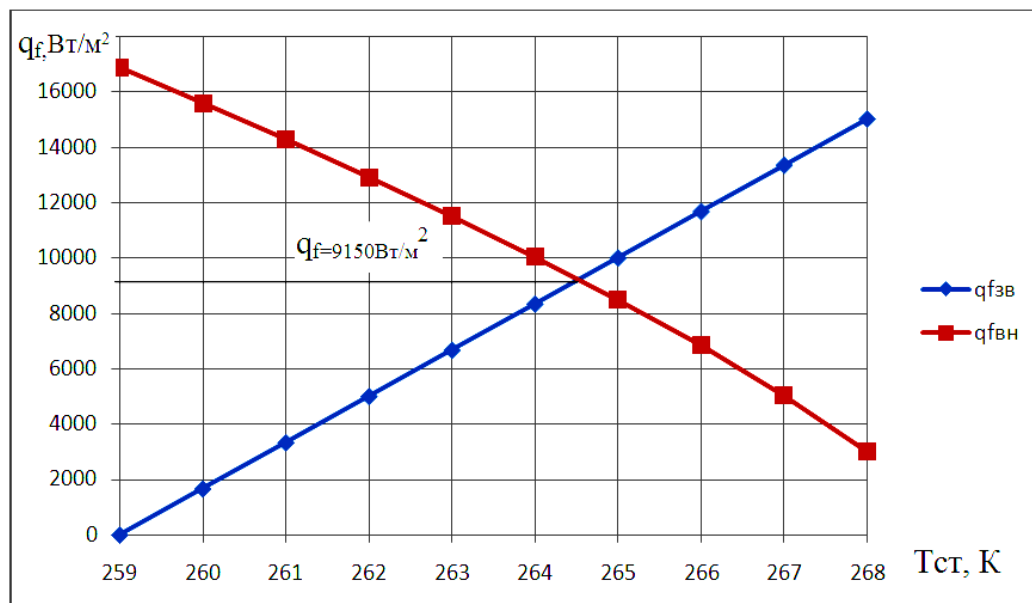


Рис. 2.8 Зображення теплових потоків: $q_{fзв}$ – тепловий потік зі сторони пропану, $q_{fвн}$ – тепловий потік зі сторони вуглекислоти.

По графіку величина теплового потоку $q_f=9150\text{Вт/м}^2$; $T_{ст}=264,5\text{К}$.

14. Внутрішня поверхня теплообміну

$$F_{вн} = \frac{Q}{q_f} = \frac{263,7 \cdot 10^3}{9150} = 28,83 \text{ м}^2$$

15. Загальна довжина труб

$$L_{общ} = \frac{F_{вн}}{\pi d_{вн}} = \frac{28,83}{3,14 \cdot 0,0132} = 696 \text{ м}$$

16. Розміри апарату. При числі труб в одному ході $n=22$ і парному числі заходів довжина апарату:

$$l = \frac{F_{заг}}{\pi n d_{вн} z} = \frac{696 \cdot 3,14 \cdot 0,0165}{3,14 \cdot 22 \cdot 0,0132 \cdot 6} = 5,5 \text{ м}$$

Діаметр кожуха апарату і його довжина знаходяться в співвідношенні 4..5

Отже розміри апарату: довжина 0,85м, діаметр 0,21м, число проходів 6, число рядів шестикутників 5, кількість труб в одному пучку 22.

Висновок.

При проектуванні обладнання досліджуваної каскадної установки великі можливості дають програми для розрахунків і підбору відповідного обладнання. Дані програми показують характеристики підібраних елементів, що базуються на їх детальних, дійсних експериментальних даних. Використання цих розробок, провідних фірм скорочує час на виготовлення, монтаж і експлуатацію обладнання, що в свою чергу дає можливість більш глибокого дослідження дійсної каскадної машини. Використання доступної літератури не може цілком задовольнити наших потреб, оскільки дані методи розрахунків є застарілими і базуються на обладнанні яке випускалось раніше, але згідно цих методик ми можемо спроектувати будь-який теплообмінний елемент, якого немає в розроблених програмах. Поєднавши ці дві складові ми розрахували і підібрали основне обладнання досліджуваної установки.

						Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 3. Аналіз ефективності каскадної холодильної системи.

3.1 Визначення оптимальних режимів роботи.

3.1.1 Температура конденсації $T_{кв}$.

Діапазон температур каскадної машини ми можемо змінювати в широких межах в залежності від заданих умов. Будемо поступово змінювати температуру конденсації верхнього каскаду і температуру кипіння нижнього в діапазоні: $t_{кв}=(60...35^{\circ}\text{C})$; $t_{ов}=(-30...-55^{\circ}\text{C})$ для встановлення графічної залежності термодинамічних характеристик холодильної машини при даних температурах згідно із методикою описаною в розділі 3. Для більшої достовірності отриманих результатів будемо використовувати програми Cool Pack і Excel. Значення вузлових точок (необхідних для розрахунку) зводимо в таблицю 3.1.1. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.2.1

Для визначення оптимальної температури конденсації верхнього каскаду зафіксуємо температуру кипіння нижнього на рівні $t_{он} = -30^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 3.1.1(R290/R23)

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м ³ /кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{кв} = 60^{\circ}\text{C}$	$t_{кн} = 4,5^{\circ}\text{C}$		$t_{ов} = -5,49^{\circ}\text{C}$	
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	62,2	28,1	-	1,7236	407
3	4,5	28,1	-	1,027	207
4	-0,5	28,1	-	0,997	199
5	-50,4	4,7	-	1,1037	199
6	-45,4	4,7	-	1,674	341
11	14,5	3,9	0,126	2,5	602
12	84,5	21,1	-	2,5	689
13	60	21,1	-	1,533	365
14	55	21,1	-	1,484	349
15	-5,49	3,9	-	1,559	349
16	0,49	3,9	-	2,412	578

Продовження таблиці 3.1.1

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{кв} = 55^{\circ}\text{C}$	$t_{кн} = 2,4^{\circ}\text{C}$	$t_{ов} = -7,5^{\circ}\text{C}$		
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	59	26,6	-	1,7236	405
3	2,4	26,6	-	1,015	204
4	-2,6	26,6	-	0,985	195
5	-50,4	4,7	-	1,021	195
6	-45,4	4,7	-	1,674	341
11	12,5	3,7	0,133	2,5024	600
12	79,8	19	-	2,5024	685
13	55	19	-	1,484	348
14	50	19	-	1,439	334
15	-7,5	3,7	-	1,506	334
16	-2,5	3,7	-	2,409	574

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{кв} = 50^{\circ}\text{C}$	$t_{кн} = 0,38^{\circ}\text{C}$	$t_{ов} = -9,6^{\circ}\text{C}$		
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	55,8	25,2	-	1,7236	403
3	0,38	25,2	-	1,003	201
4	-4,62	25,2	-	0,973	192
5	-50,4	4,7	-	1,006	192
6	-45,4	4,7	-	1,674	341
11	10,4	3,4	0,142	2,5051	597
12	75,1	17,1	-	2,5051	680
13	50	17,1	-	1,442	334
14	45	17,1	-	1,395	319
15	-9,6	3,4	-	1,455	319
16	-4,6	3,4	-	2,411	571

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{кв} = 45^{\circ}\text{C}$	$t_{кн} = -1,7^{\circ}\text{C}$	$t_{ов} = -11,7^{\circ}\text{C}$		
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	52,6	23,8	-	1,7236	401
3	-1,7	23,8	-	0,991	197
4	-6,7	23,8	-	0,961	189
5	-50,4	4,7	-	0,992	189
6	-45,4	4,7	-	1,674	341

Продовження таблиці 3.1.1

11	8,3	3,2	0,107	2,5079	594
12	70,5	15,3	-	2,5079	674
13	45	15,3	-	1,395	319
14	40	15,3	-	1,396	305
15	-11,7	3,2	-	1,35	305
16	-6,7	3,2	-	2,414	569

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{\text{кв}} = 40^{\circ}\text{C}$		$t_{\text{кн}} = -3,8^{\circ}\text{C}$		$t_{\text{об}} = -13,8^{\circ}\text{C}$
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	49,3	22,5	-	1,7236	399
3	-3,8	22,5	-	0,978	103
4	-8,8	22,5	-	0,949	185
5	-50,4	4,7	-	0,977	185
6	-45,4	4,7	-	1,674	341
11	6,2	3	0,163	2,5109	592
12	65	13,6	-	2,5109	670
13	40	13,6	-	1,353	305
14	35	13,6	-	1,307	291
15	-13,8	3	-	1,355	291
16	-8,8	3	-	2,418	566

	Температура, °C	Тиск, бар	Об'єм, м³/кг	Ентропія, кДж/кг*К	Ентальпія, кДж/кг
	$t_{\text{кв}} = 35^{\circ}\text{C}$		$t_{\text{кн}} = -5,9^{\circ}\text{C}$		$t_{\text{об}} = -15,9^{\circ}\text{C}$
1	-30,4	4,7	0,056	1,7236	352
2	46	21,2	-	1,7236	397
3	-5,9	21,2	-	0,966	190
4	-10,9	21,2	-	0,937	182
5	-50,4	4,7	-	0,962	182
6	-45,4	4,7	-	1,674	341
11	4,1	2,8	0,175	2,5141	589
12	61,2	12,1	-	2,5141	665
13	35	12,1	-	1,308	291
14	30	12,1	-	1,262	277
15	-15,9	2,8	-	1,306	277
16	-10,9	2,8	-	2,421	564

Таблиця 3.2.1(R290/R23)

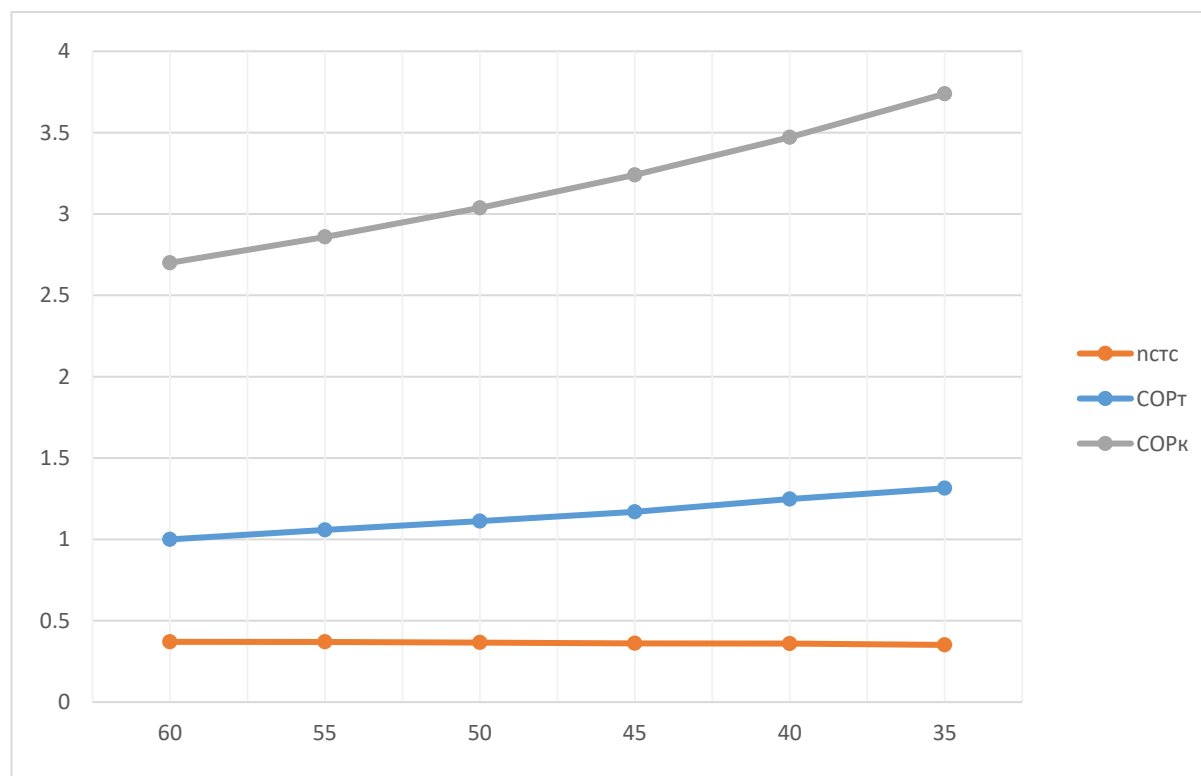
Позначення	$q_{o,n}$	$q_{o,v}$	$q_{k,n}$	$q_{k,v}$	q_v	$M_{a,n}$	$M_{a,v}$	$l_{km,n}$	$l_{km,v}$
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг * 10^3	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
$t_{KB}=60^\circ\text{C}$	142	229	200	324	2,535	1,056338	0,922566	55	87
$t_{KB}=55^\circ\text{C}$	146	240	201	337	2,607	1,027397	0,860445	53	85
$t_{KB}=50^\circ\text{C}$	149	252	202	346	2,660	1,006711	0,806967	51	83
$t_{KB}=45^\circ\text{C}$	152	264	204	356	2,714	0,986842	0,76256	49	81
$t_{KB}=40^\circ\text{C}$	156	275	206	365	2,785	0,961538	0,72028	47	78
$t_{KB}=35^\circ\text{C}$	159	287	207	374	2,839	0,943396	0,680429	45	76

Продовження таблиці 3.2.1

Позначення	$V_{д,n}$	$V_{д,v}$	λ_n	λ_v	$V_{л,n}$	$V_{л,v}$	$N_{a,n}$	$N_{a,v}$	$N_{i,n}$
Розмірність	$\text{м}^3/\text{кг} \cdot 10^3$	$\text{м}^3/\text{кг} \cdot 10^3$	-	-	$\text{м}^3/\text{с}$	$\text{м}^3/\text{с}$	кВт	кВт	кВт
$t_{KB}=60^\circ\text{C}$	0,059155	0,116243	0,732297	0,739105	0,08078	0,1572757	58,09859	80,26324	75,14151
$t_{KB}=55^\circ\text{C}$	0,057534	0,114439	0,741728	0,748113	0,077568	0,1529705	54,45205	73,13784	69,8838
$t_{KB}=50^\circ\text{C}$	0,056376	0,114589	0,751124	0,755139	0,075055	0,1517461	51,34228	66,97827	65,37854
$t_{KB}=45^\circ\text{C}$	0,055263	0,115909	0,760758	0,763787	0,072642	0,1517559	48,35526	61,76734	61,08718
$t_{KB}=40^\circ\text{C}$	0,053846	0,117406	0,770358	0,773484	0,069898	0,1517881	45,19231	56,18182	56,63227
$t_{KB}=35^\circ\text{C}$	0,05283	0,117714	0,780208	0,782511	0,067713	0,1504314	42,45283	51,71258	52,7648

Продовження таблиці 3.2.1

Позначення	$N_{i,v}$	$N_{тр,n}$	$N_{тр,v}$	$N_{e,n}$	$N_{e,v}$	COP_k	COP_T	COP_d	η_T
Розмірність	кВт	кВт	кВт	кВт	кВт	-	-	-	-
$t_{KB}=60^\circ\text{C}$	100,6028	4,846797	9,436541	105,44955	110,0393	2,7	1	0,696092	0,37037
$t_{KB}=55^\circ\text{C}$	91,22221	4,654071	9,17823	95,876284	100,4004	2,858824	1,057971	0,764227	0,370072
$t_{KB}=50^\circ\text{C}$	83,1195	4,503317	9,104765	87,622816	92,22426	3,0375	1,11194	0,834042	0,366071
$t_{KB}=45^\circ\text{C}$	76,2574	4,358534	9,105352	80,615931	85,36275	3,24	1,169231	0,903731	0,360874
$t_{KB}=40^\circ\text{C}$	68,99451	4,193855	9,107286	73,188364	78,10179	3,471429	1,248	0,991472	0,359506
$t_{KB}=35^\circ\text{C}$	63,16119	4,06278	9,025884	67,223972	72,18708	3,738462	1,31405	1,075955	0,351495

Рис.3.1 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_k , COP_T , $\eta_{стс.т.}$) при зміні температури конденсації.

Отже, із графіків (Рис.3.1) стає очевидним, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач. Тому ми зупинимось на $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, як оптимальній для подальших розрахунків.

3.2 Температура кипіння Тон.

Для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду тепловий розрахунок проводимо в діапазоні $t_{он}=(-30\dots-55\text{ }^{\circ}\text{C})$. Нижню межу вибраного діапазону обмежуємо температурою $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$

Температуру конденсації верхнього каскаду зафіксуємо на рівні $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахунки проводимо по методиці розділу 3 даної роботи.

Розрахунки показують, що при зниженні температури кипіння ХА на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$:

- Масова витрата через нижній каскад поступово зменшується, в середньому на 2,3%, в той же час через верхній каскад проходить більша кількість ХА в середньому на 2,65%;
- Адіабатна робота стиснення компресорів нижнього і верхнього каскадів збільшується на 7.5-8.5% в середньому;
- Теоретичний об'єм описаний поршнем компресора збільшується на 18-11%, що в подальшому приводить до підвищення ефективної потужності компресора на 8 – 9.1%;
- Термодинамічні характеристики ефективності роботи компресора $\text{COP}_к$, $\text{COP}_т$, $\text{COP}_д$ знижуються на 8.5 – 5.5 – 9.4% відповідно;
- Теоретична степінь термодинамічної досконалості в середньому збільшується на 1.2%.

Таблиця 3.4.1(R290/R23)

Позначення	$q_{о.н}$	$q_{о.в}$	$q_{к.н}$	$q_{к.в}$	q_v	$M_{а.н}$	$M_{а.в}$	$l_{км.н}$	$l_{км.в}$
Розмірність	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг * 10^3	кг/с	кг/с	кДж/кг	кДж/кг
$t_{он}=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$	142	289	179	360	5,257	1,056338	0,654272	32	59

									Арк.
									50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$t_{\text{он}}=-35^{\circ}\text{C}$	145	286	186	361	4,565	1,034483	0,672776	36	64
$t_{\text{он}}=-40^{\circ}\text{C}$	148	282	193	362	3,870	1,013514	0,693646	40	69
$t_{\text{он}}=-45^{\circ}\text{C}$	152	279	200	363	3,225	0,986842	0,707414	44	73
$t_{\text{он}}=-50^{\circ}\text{C}$	155	276	207	365	2,767	0,967742	0,725806	48	79
$t_{\text{он}}=-55^{\circ}\text{C}$	160	272	213	367	2,350	0,9375	0,734145	52	85

На Рис.3.2 показана графічна залежність основних термодинамічних характеристик при підвищенні температури кипіння ХА нижнього каскаду.

На Рис.3.3 ми бачимо точки перетину характеристик при температурах конденсації і кипіння. Температурний режим точок перетину характеристик можна вважати оптимальним для каскадної холодильної машини на R290 і R23.

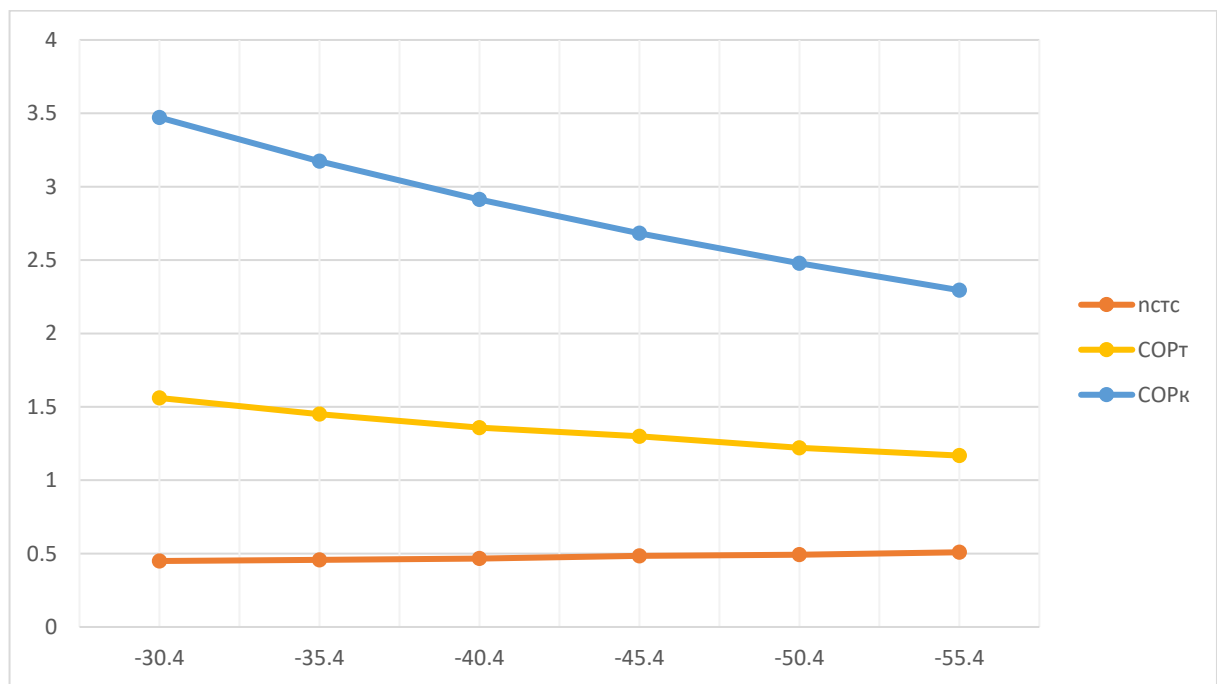


Рис. 3.2 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_K , COP_T , $\eta_{\text{ст.т.}}$) при зміні температури кипіння.

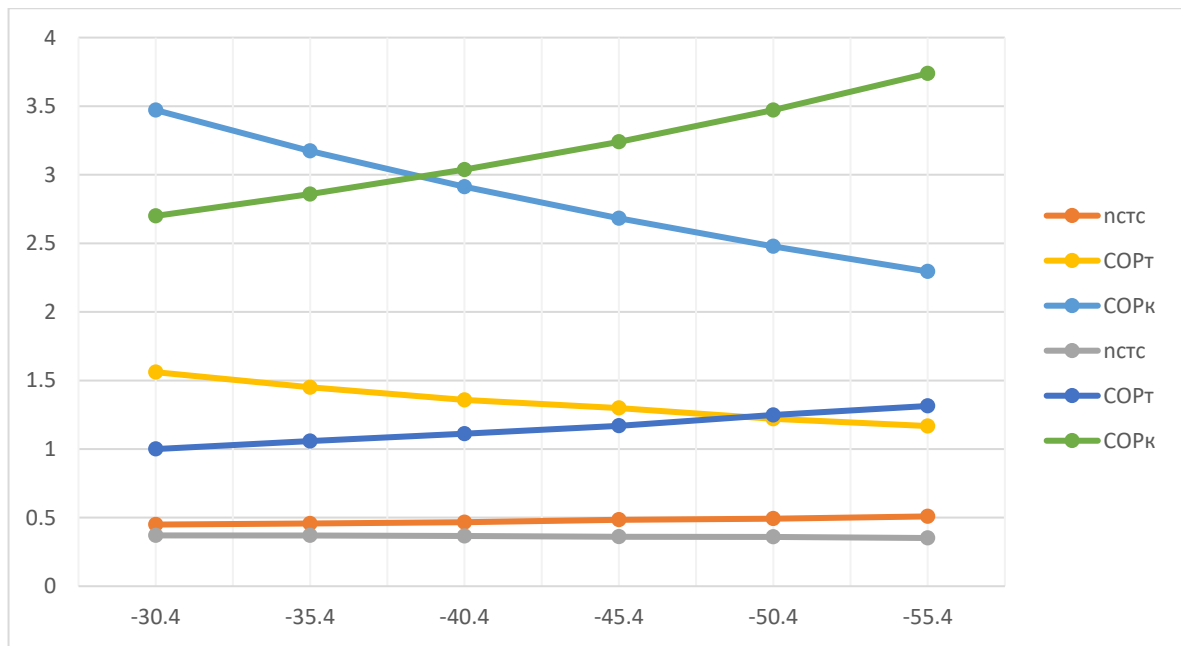


Рис. 3.3 Оптимальна температура конденсації (кипіння) каскадної холодильної машини на R290 і R23.

3.2.1 Температура конденсації $T_{кв}$.

Діапазон температур каскадної машини ми можемо змінювати в широких межах в залежності від заданих умов. Будемо поступово змінювати температуру конденсації верхнього каскаду і температуру кипіння нижнього в діапазоні: $t_{кв}=(60...35^{\circ}\text{C})$; $t_{ов}=(-30...-55^{\circ}\text{C})$ для встановлення графічної залежності термодинамічних характеристик холодильної машини при даних температурах згідно із методикою описаною в розділі 3. Для більшої достовірності отриманих результатів будемо використовувати програми Cool Pack і Excel.

Для визначення оптимальної температури конденсації верхнього каскаду зафіксуємо температуру кипіння нижнього на рівні $t_{он} = -30^{\circ}\text{C}$.

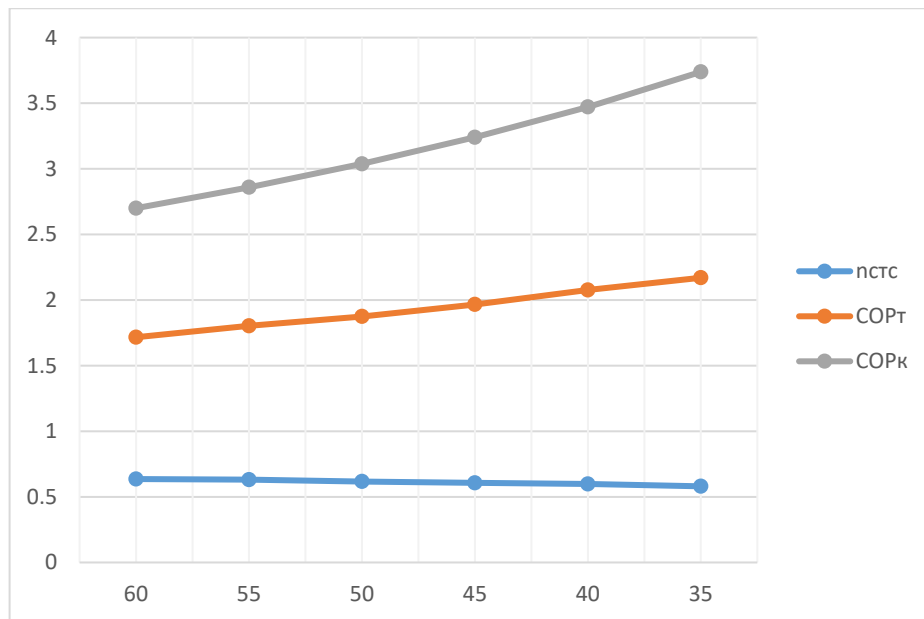


Рис.3.1 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_k , COP_t , $\eta_{стс.т.}$) при зміні температури конденсації.

Отже, із графіків (Рис.3.1) стає очевидним, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач. Тому ми зупинимось на $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, як оптимальній для подальших розрахунків.

3.2.2 Температура кипіння Тон.

Для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду тепловий розрахунок проводимо в діапазоні $t_{он}=(-30\dots-55\text{ }^{\circ}\text{C})$. Нижню межу вибраного діапазону обмежуємо температурою $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$

Температуру конденсації верхнього каскаду зафіксуємо на рівні $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахунки проводимо по методиці розділу 3 даної роботи.

Розрахунки показують, що при зниженні температури кипіння ХА на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$:

- Масова витрата через нижній каскад поступово зменшується, в середньому на 0.5%, в той же час через верхній каскад проходить більша кількість ХА в середньому на 1,2%;
- Адіабатна робота стиснення компресорів нижнього і верхнього каскадів збільшується на 8.4 – 7.8% відповідно;

- Теоретичний об'єм описаний поршнем компресора збільшується на 19.7-12.3%, що в подальшому приводить до підвищення ефективної потужності компресора на 10.3 – 10.1%;
- Термодинамічні характеристики ефективності роботи компресора COP_k , COP_T , COP_D знижуються на 8.5 – 8.4 – 11.9% відповідно;
- Теоретична степінь термодинамічної досконалості в середньому збільшується на 1.04%.

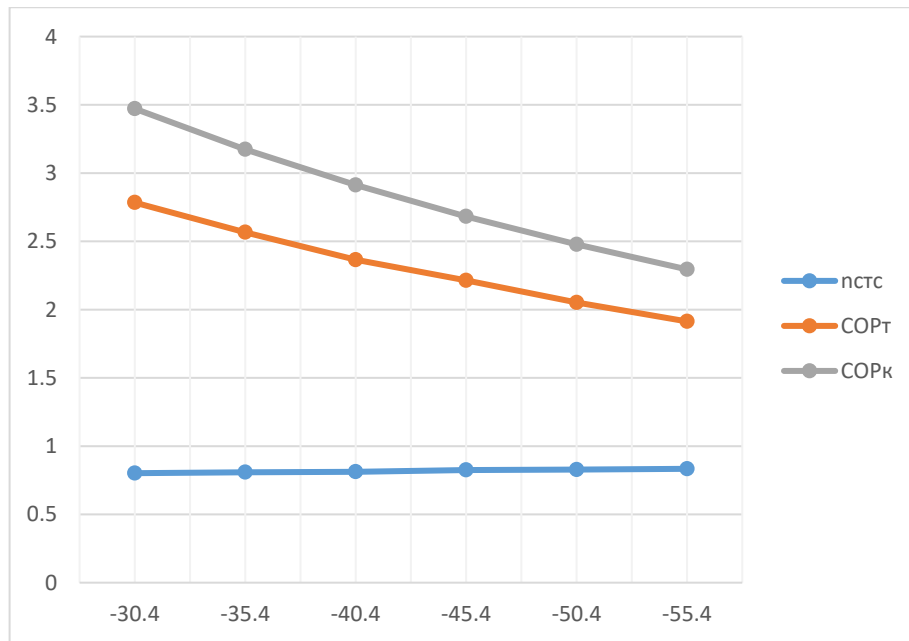


Рис. 3.2 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_k , COP_T , $\eta_{стс.т.}$) при зміні температури кипіння.

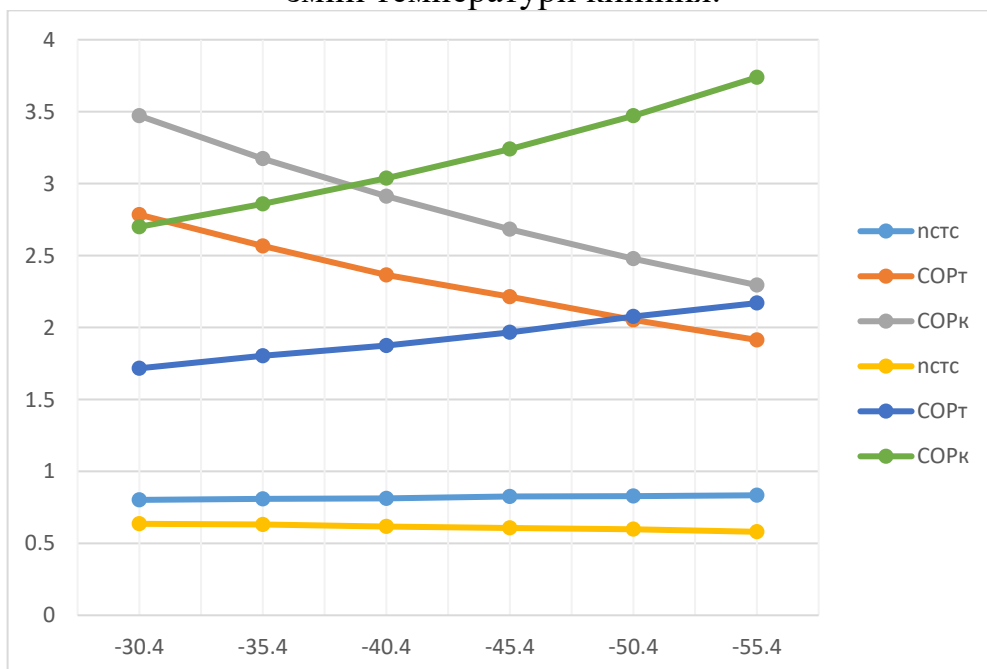


Рис. 3.3 Оптимальна температура конденсації (кипіння) каскадної холодильної машини на R290 і R1270

На Рис.3.2 показана графічна залежність основних термодинамічних характеристик при підвищенні температури кипіння ХА нижнього каскаду.

На Рис.3.3 ми бачимо точки перетину характеристик при температурах конденсації і кипіння. Температурний режим точок перетину характеристик можна вважати оптимальним для каскадної холодильної машини на R290 і R1270.

3.2.3 Температура конденсації $T_{кв}$.

Діапазон температур каскадної машини ми можемо змінювати в широких межах в залежності від заданих умов. Будемо поступово змінювати температуру конденсації верхнього каскаду і температуру кипіння нижнього в діапазоні: $t_{кв}=(60...35^{\circ}\text{C})$; $t_{об}=(-30...-55^{\circ}\text{C})$ для встановлення графічної залежності термодинамічних характеристик холодильної машини при даних температурах згідно із методикою описаною в розділі 3. Для більшої достовірності отриманих результатів будемо використовувати програми Cool Pack і Excel.

Для визначення оптимальної температури конденсації верхнього каскаду зафіксуємо температуру кипіння нижнього на рівні $t_{он} = -30^{\circ}\text{C}$.

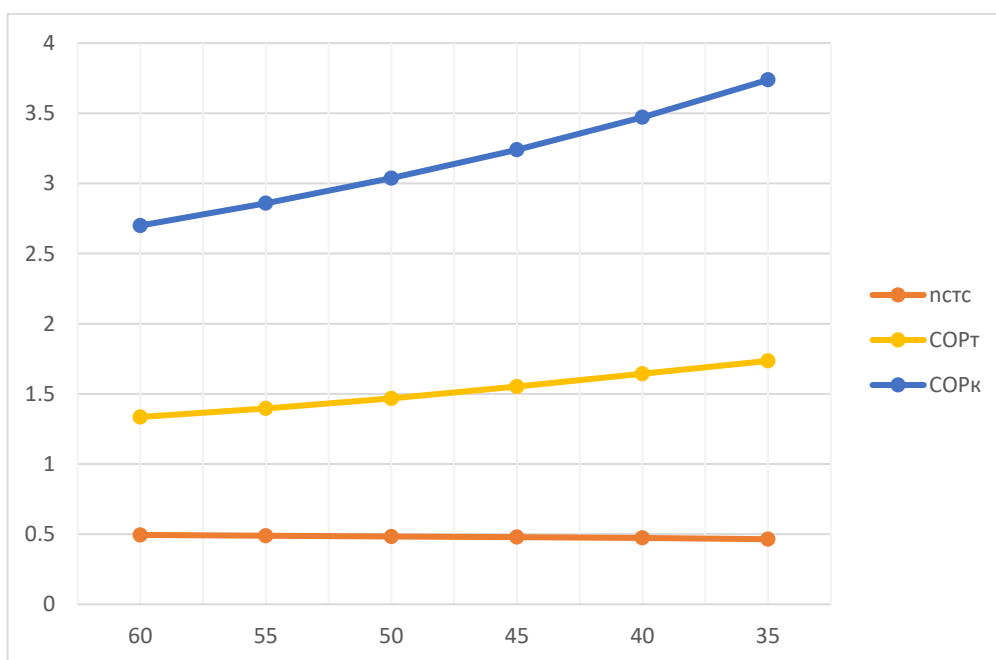


Рис.3.1 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_k , COP_t , $\eta_{стс.т.}$) при зміні температури конденсації.

Отже, із графіків (Рис.3.1) стає очевидним, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач. Тому ми зупинимось на $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$, як оптимальній для подальших розрахунків.

3.2.4 Температура кипіння Тон.

Для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду тепловий розрахунок проводимо в діапазоні $t_{он}=(-30\dots-55\text{ }^{\circ}\text{C})$. Нижню межу вибраного діапазону обмежуємо температурою $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$

Температуру конденсації верхнього каскаду зафіксуємо на рівні $t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Розрахунки проводимо по методиці розділу 3 даної роботи. Результати розрахунків зводимо в таблицю 3.4.

Розрахунки показують, що при зниженні температури кипіння ХА на $5\text{ }^{\circ}\text{C}$:

- Масова витрата через нижній каскад поступово зменшується, в середньому на 1.7%, в той же час через верхній каскад проходитиме більша кількість ХА в середньому на 2,4%;
- Адіабатна робота стиснення компресорів нижнього і верхнього каскадів збільшується на 8.3 – 9.2% відповідно;
- Теоретичний об'єм описаний поршнем компресора збільшується на 14.8-11.5%, що в подальшому приводить до підвищення ефективної потужності компресора на 11.4 – 12.3%;
- Термодинамічні характеристики ефективності роботи компресора COP_k , COP_T , COP_D знижуються на 8.5 – 6.8 – 10.4% відповідно;
- Теоретична степінь термодинамічної досконалості в середньому збільшується на 2.5%.

На Рис.3.2 показана графічна залежність основних термодинамічних характеристик при підвищенні температури кипіння ХА нижнього каскаду.

На Рис.3.3 ми бачимо точки перетину характеристик при температурах конденсації і кипіння. Температурний режим точок перетину характеристик

						Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

можна вважати оптимальним для каскадної холодильної машини на R290 і R744.

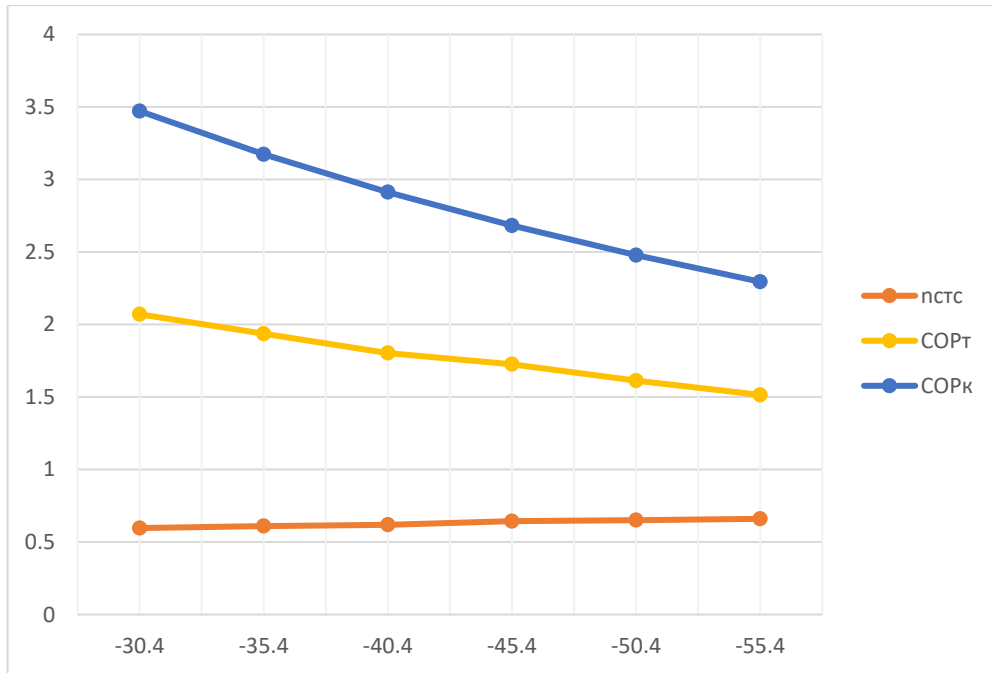


Рис. 3.2 Порівняння термодинамічних характеристик (COP_k , COP_t , $\eta_{ст.т.}$) при зміні температури кипіння.

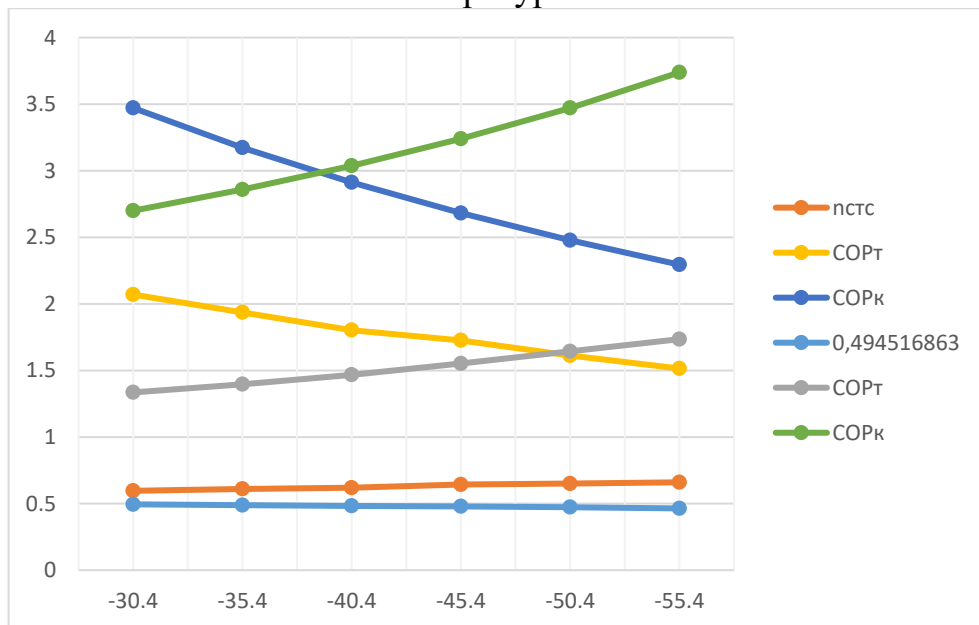


Рис. 3.3 Оптимальна температура конденсації (кипіння) каскадної холодильної машини на R290 і R744.

Висновки:

Варіантний тепловий розрахунок температури конденсації показав, що при зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але

практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач.

При підвищенні температури кипіння нижнього каскаду термодинамічні характеристики циклу мають вищі показники.

Із Рис. 3.3 очевидно, що оптимальна температура конденсації холодильного агенту верхнього каскаду становить 40 °С, при температурі кипіння нижнього каскаду -50 °С. Даний температурний режим можна вважати оптимальним при інших рівних умовах.

									Арк.
									58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розділ 4. Ексергетичний аналіз каскадної холодильної системи.

Для аналізу даної статті введемо поняття теплового коефіцієнту ζ , який є відношенням кількості тепла верхнього і нижнього каскадів вираженого через коефіцієнт перетворення COP:

$$\frac{\theta_H}{\theta_L} = 1 + \frac{1}{\beta} = \zeta \quad 4.1$$

Де: θ_H - теплота конденсації верхнього каскаду (із теплового розрахунку);

θ_L - теплота, що поглинається нижнім каскадом;

β – COP.

Оскільки в холодильному циклі COP стає більшим при зниженні температури кипіння і підвищенні температури конденсації то тепловий коефіцієнт (HRR) стає меншим, тому для даної каскадної схеми мінімум HRR може бути досягнений співвідношенням:

$$\zeta_c = \frac{T_K}{T_o} \quad 4.2$$

Величина ζ - для даної системи із кінцевою різницею температур в проміжному теплообміннику повинна бути більша чим ζ_c . Так як цикл замкнутий тепловий коефіцієнт може бути записаний як:

$$\zeta = \frac{\theta_H}{\theta_L} = \frac{\theta_H \theta_1}{\theta_1 \theta_L} = \frac{T_1 T_3}{T_2 T_4} \quad 4.3$$

Ексергія виходу визначиться як:

$$\Psi_{\text{виходу}} = \theta_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) - \theta_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L}\right) \quad 4.4$$

Де: T_o - температура навколишнього середовища,

T_H - температура конденсації,

T_L - температура кипіння.

					Арк.
					59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Ефективність циклу отримується шляхом розділення загальної ексергії виходу системи за цикл отриманий роботою, що підводиться до нього.

$$\eta_{||} = \frac{\Psi_{\text{виходу}}}{W} = \frac{\theta_H \left(1 - \frac{T_o}{T_H}\right) - \theta_L \left(1 - \frac{T_o}{T_L}\right)}{\theta_H - \theta_L} \quad 4.5$$

Яку можна замінити на:

$$\eta_{||} = 1 - \frac{T_o}{T_H(\zeta - 1)} (\zeta - \zeta_c) \quad 4.6$$

Формула 4.6 ясно показує, що $\eta_{||}$ залежить тільки від системи COP і температурного басейну системи, і безпосередньо не впливає на цикл рідкого холодильного агенту. Звідси поки COP зберігається постійним, для нерухомого басейну, $\eta_{||}$ теж незмінна. Це справедливо тому що COP – це не монотонна функція циклу температур. Можливо отримати такий же COP в різних температурних циклах, якщо їх співвідношення однакові. Рівняння також доводить, що ефективність $\eta_{||}$ зменшується лінійно із T_o , що означає що низька температура навколишнього середовища приведе до надлишкової роботи системи.

Звідси, темп охолодження можна виразити в умовах теплового коефіцієнту і ефективності як:

$$R = \frac{\psi}{\eta(\zeta - 1)} \quad 4.7$$

Цікаво відмітити, що якщо тепловий коефіцієнт HRR (heat rejection ratio) системи навколишньої температури і температурного басейну збережені постійними, норма виходу ексергії буде прямо пропорційна ефекту охолодження. Це означає що норма ексергії і максимуми досягнення темпу охолодження збігаються в одній точці.

Максимальна ексергія отримається із виразу:

$$\psi_{\text{max}} = \frac{K_{cp} K_{21}}{(\sqrt{K_{cp}} + \sqrt{K_{21}})^2} \cdot \frac{(T_L \zeta - T_H)}{T_H T_L \zeta} \cdot [T_H T_L (\zeta - 1) - T_o (T_L \zeta - T_H)] \quad 4.8$$

					Арк.
					60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Замінивши $\frac{T_H}{T_L}$ на ζ_c рівняння набуде наступного вигляду:

$$\psi_{\max} = K_o \frac{(\zeta - \zeta_c)^2}{\zeta \zeta_c} \left\{ T_H \left(\frac{\zeta - 1}{\zeta - \zeta_c} \right) - T_o \right\} \quad 4.9$$

Де:
$$K_o = \frac{K_{cp} K_{21}}{(\sqrt{K_{cp}} + \sqrt{K_{21}})^2}$$

Використовуючи формулу 4.9 максимальний темп охолодження отримується як:

$$R_{\max} = K_o T_H \left(\frac{1}{\zeta_c} - \frac{1}{\zeta} \right) \quad 4.10$$

Цікаво відмітити, що математичне формулювання, що ми отримали може тільки передбачити оптимальне відношення проміжних температур, але не може зафіксувати їх результат, тому що проміжні температури незалежно не впливають на роботу, але їх співвідношення впливає і звідси вони не появляються в рівняннях індивідуально.

Із формули 4.10 очевидно, що подальша оптимізація можлива із конденсації T_H і температури в камері Δ_4 як за рахунок їх величини. Ці умови і зумовлюють вимоги до системи. Це справедливо для малих домашніх холодильників, де зовнішнє середовище тепле і нема над ним ніякого впливу. Але на великих підприємствах де використовуються каскадні холодильні машини має місце використання їх одночасно для охолодження і нагріву. В таких системах вода може використовувється для охолодження труб конденсатора і для регулювання її розходу, ефективно змінюючи T_H . Тому варто знайти оцінку T_H в значеннях інших параметрів, які оптимізують роботу системи. Оптимальний результат отримується із наступних рівнянь:

$$\frac{\partial \psi_{\max}}{\partial T_H} = 0; \quad T_{\text{Нopt}} = T_L \zeta \sqrt{\frac{T_o}{T_o + T_L (\zeta - 1)}} \quad 4.12$$

Ми можемо оптимізувати формулу 4.10 по відношенню T_L . Безліч продуктів, включаючи швидкопсуючі, не потребують специфічної

					Арк.
					61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

температури для свого зберігання, натомість вони повинні зберігатись у визначеному діапазоні температур. Таким чином, під час проектування холодильних камер у нас є свобода вибору температури, яка повинна в них підтримуватись. В цьому місці оцінка температури кипіння T_L , яка оптимізує систему корисна. Цей оптимум отримується із рішення виразу: $\frac{\partial \psi_{\max}}{\partial T_L} = 0$,

результатом якого є:

$$T_{Lopt} = \frac{T_H}{\zeta} \sqrt{\frac{T_O}{T_O - T_H \left(\frac{\zeta - 1}{\zeta} \right)}} \quad 4.13$$

Використовуючи умову для максимуму і зробивши другу похідну негативною отримуємо умову для розрахунку даної формули:

$$T_H < T_O \left(\frac{\zeta}{\zeta - 1} \right), \text{ або } T_{кв} < A, \quad A = T_{зв} \left(\frac{\zeta}{\zeta - 1} \right) \quad 4.14$$

Так ми бачимо, що є два шляхи оптимізації ψ_{\max} . Ми можемо одночасно вирішити 4.13 і 4.12 для отримання в цілому оптимальної температури і максимально можливої ексергії. Але, як і передбачалось, це приведе до високих значень T_H і T_L , які будуть нереальними. Тому ми обмежимо себе в оптимізації температури одного каскаду для збереження практичної користі дослідження.

Розрахунок проводимо в Mathcad змінюючи температури кипіння нижнього каскаду в діапазоні $t_{он}=(-30\dots-55^\circ\text{C})$ і конденсації верхнього каскаду $t_{кв}=(+35\dots+60^\circ\text{C})$ згідно із методикою розрахунку Розділу 3.

Результати розрахунків зводимо в таблицю 5.1.

Як бачимо із розрахунків із пониженням температури конденсації на кожні 5°C :

- ✚ Тепловий коефіцієнт ζ , ζ_c знижується в середньому на 3%,
- ✚ Ефективність охолодження η підвищується в середньому на 1,5%,
- ✚ Ексергія циклу знижується на 15%,
- ✚ Темп охолодження зменшується в середньому на 1,12%

Таблиця 5.1

						Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Позначення	ζ	ζ_c	η	ψ	R	ψ_{max}	R _{max}	T _{кворт}	T _{онорт}	A
Розмірність	-	-	-	кВт	кВт	кВт	кВт	К	К	к
$t_{кв}=60\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.93	1.49	0.937	1.802	0.702	2.3	1.891	332	251.4	627.5
$t_{кв}=55\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.88	1.47	0.942	1.527	0.671	2.22	1.794	326.2	248.6	648.7
$t_{кв}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.82	1.45	0.947	1.288	0.642	2.14	1.698	320.6	246.1	672.1
$t_{кв}=45\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.77	1.43	0.951	1.095	0.726	2.06	1.611	315.3	243.8	696.8
$t_{кв}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.75	1.4	0.951	1.099	0.771	1.97	1.634	313	239.7	708.3
$t_{кв}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.7	1.38	0.955	0.938	0.751	1.88	1.552	307.9	237.7	736.5
$t_{он}=-30\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.526	1.288	0.648	0.418	0.544	1.42	1.4126	311	255.6	878.5
$t_{он}=-35\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.567	1.315	0.663	0.459	0.595	1.55	1.4218	310.2	252.4	837.8
$t_{он}=-40\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.639	1.343	0.656	0.552	0.651	1.69	1.5635	312.7	247.1	777.3
$t_{он}=-45\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.69	1.373	0.665	0.609	0.704	1.83	1.5917	312.6	243.6	742.3
$t_{он}=-50\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.743	1.404	0.675	0.669	0.762	2.08	1.621	312.5	240.1	711
$t_{он}=-55\text{ }^{\circ}\text{C}$	1.822	1.436	0.673	0.771	0.823	2.14	1.6402	314.9	235.1	671.6

При зниженні температури конденсації на кожні 5 °C:

- ✚ Тепловий коефіцієнт ζ , ζ_c підвищується в середньому на 2,8%,
- ✚ Ефективність охолодження η підвищується в середньому на 0,66%,
- ✚ Ексергія циклу збільшується середньому в на 7,66%,
- ✚ Темп охолодження збільшується в середньому на 7,66%.

										Арк.
										63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

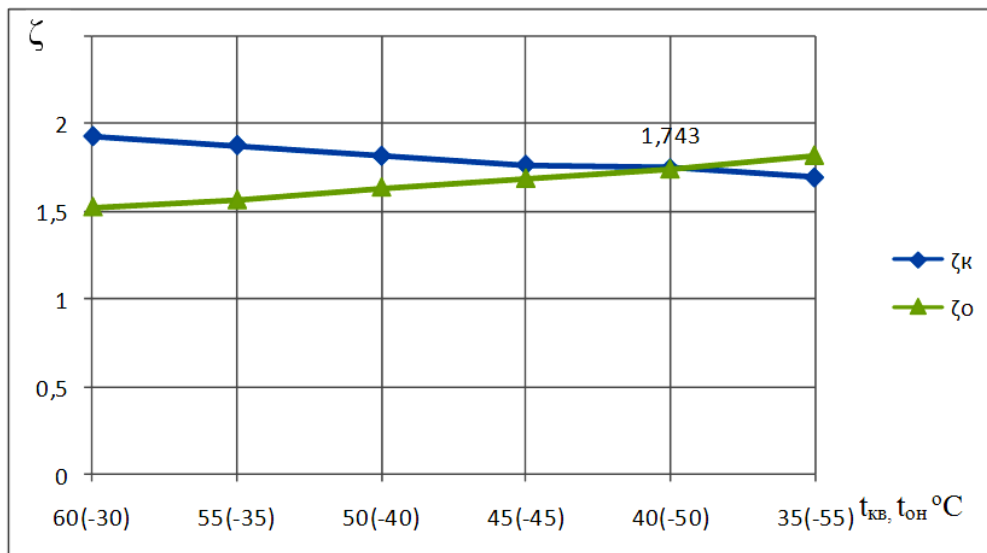


Рис.4.1 Залежність теплового коефіцієнта від температури конденсації (кипіння).

Тепловий коефіцієнт (HRR) зменшується із зниженням температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння. Оскільки ефективність циклу більша при меншому значенні теплового коефіцієнту (із фізичного смислу) то можна зробити висновок, що зниження температури конденсації збільшує ефективність машини вцілому. Як і передбачалось оптимальне значення теплового коефіцієнта ($\zeta=1,74$) в точці перетину характеристик при температурі конденсації 40°C , і температурі кипіння 50°C (Рис.4.1).

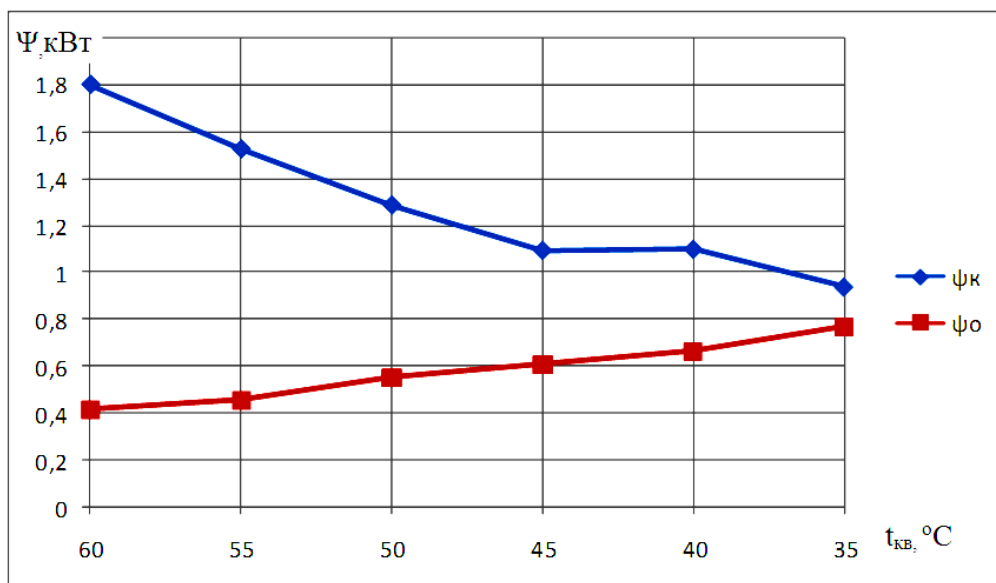


Рис 4.2 Залежність ексергії від зміни температури конденсації Ψ_k , і температури кипіння Ψ_o .

Ексергія циклу максимальна при більшій різниці температур конденсації верхнього каскаду і кипіння нижнього, як і зазначалось у розділі 1.

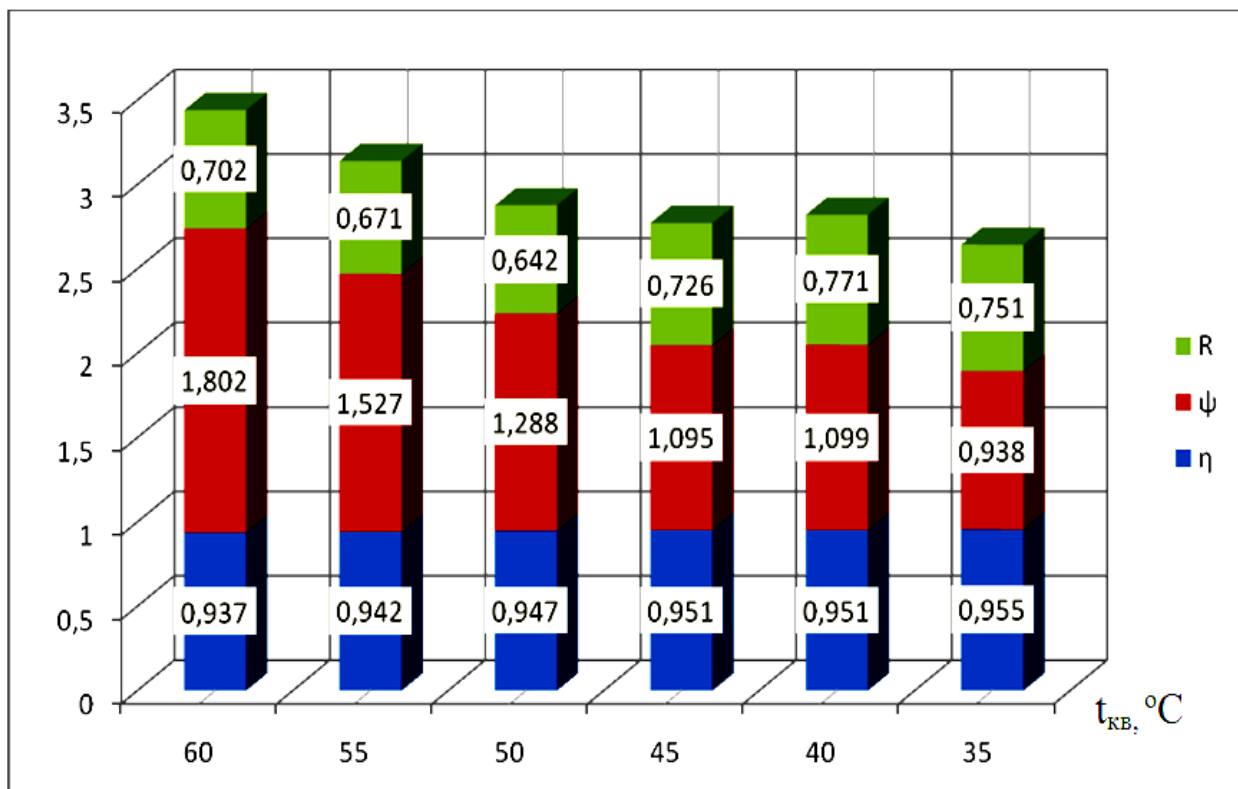


Рис 4.3 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури конденсації.

Якщо, умовно узагальнити ексергетичні показники темпу, ефективності охолодження і ексергії циклу, то при зниженні температури конденсації вони будуть зменшуватись Рис.4.3, а при збільшенні температури кипіння навпаки(Рис.4.4). Це можна пояснити тим, що зменшується різниця температур кипіння і конденсації внаслідок чого знижується тепловий коефіцієнт очевидно, що робота циклу покращується.

Якщо ж узагальнити ексергетичні показники при зміні температур конденсації і кипіння таким чином щоб максимаобна температура конденсації відповідала мінімальній температурі кипіння то сумарна гістограма матиме спадаючий вигляд (Рис4.5).

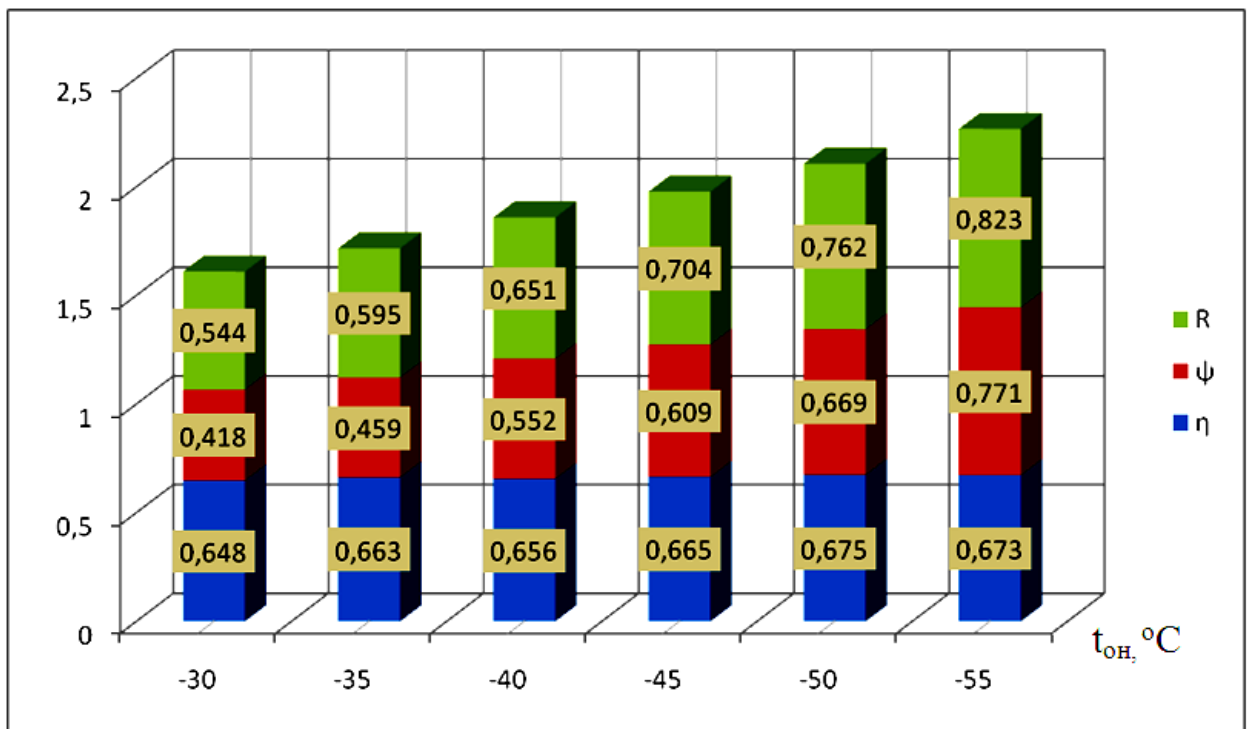


Рис 4.4 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури кипіння.

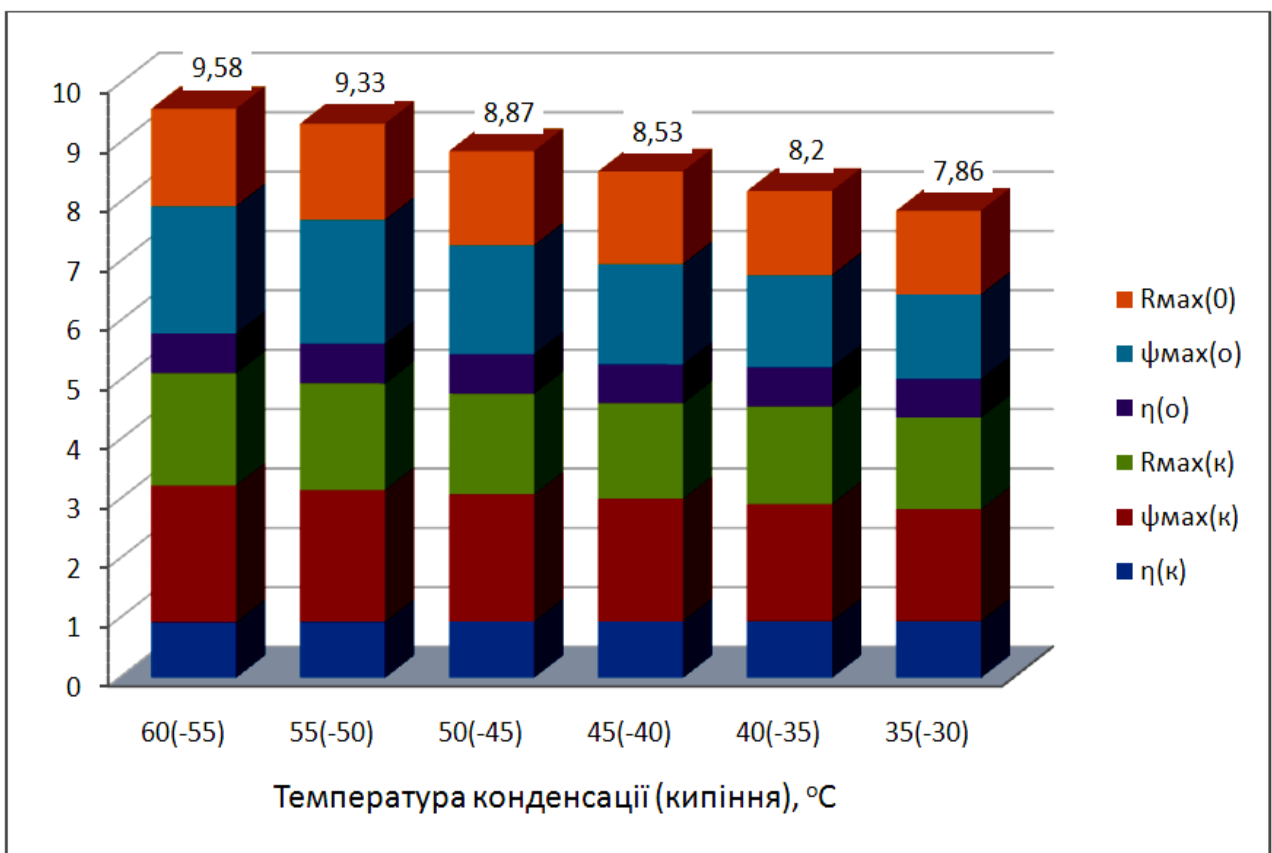


Рис 4.5 Сумарна гістограма темпу, ефективності охолодження і ексергії в залежності від температури конденсації і кипіння.

Висновок.

Аналіз каскадного циклу і оптимізація проміжних температур при максимальній ексергії і холодильного ефекту був проведений аналітично, на основі статті Міжнародного журналу холоду “Максимізація ексергії каскадної холодильної установки і числове моделювання надкритичної каскадної машини вуглекислота – пропан” [3].

Оскільки надкритична область характеризується специфічними характеристиками холодильних агентів ми розробили каскадну холодильну машину із пропаном, в якості холодильного агента верхнього каскаду, і вуглекислою (докритична область), в якості холодильного агента нижнього каскаду. Розрахунки показують:

- + Ефективність охолодження η зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- + Ексергія циклу зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- + Темп охолодження зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- + Тепловий коефіцієнт ζ , ζ_s зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння.

Як бачимо всі вищезазначені показники мають максимальне значення коли різниця температур має більше значення, але оскільки вони всі виведенні на основі теплового коефіцієнта (HRR), який обернено пропорційно характеризує ефективність машини, то дану систему буде доцільніше експлуатувати при мінімальній різниці температур кипіння і конденсації.

						Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 5. Використання схеми з розділення холодоагенту на фракції

5.1 Етан в якості другого компонента суміші

Оптимальне використання енергозберігаючих технологій в виробничих процесах є ключовими харчування для раціонального використання енергетичних ресурсів в переробній промисловості. Серед різних існуючих ЗАСОБІВ енергозбереження, система охолодження є технологічною областю, яка вводить кілька ступенів свободи. Мета полягає в тому, щоб визначити оптимальні суміші холодоагенту, оптимальні Рівні температури і найкраща конфігурацію циклу для задоволення вимог до охолодження технологічного процесу.

Вибір холодоагенту, а це може бути як чиста Речовина, так і суміш, поряд з обґрунтуванням його! Застосування проводиться послідовно в тісному зв'язку з розробкою холодильної машини. Зазначимо основні етапи Вибору холодоагенту.

Даний розділ містить вироблені методи аналізу холодильних установок на прикладі схеми одноступінчастої холодильної установки на суміші вуглеводнів пропан / етан (R290 / R170) в якості робочого тіла з поділом потоку холодоагенту.

Представлена методика розрахунку холодильної установки на багатокомпонентному робочому тілі, з поділом потоку холодоагенту на фракції, при різній концентрації суміші пропан / етан. При розрахунку холодильної установки охолодження потоку робочого тіла відбувається за умов навколишнього середовища. Представлений ексергетический аналіз одноступінчастої холодильної установки, що дозволяє визначити втрати в елементах установки в залежності від умов навколишнього середовища і концентрації суміші робочого тіла. Описано метод інтеграції теплових процесів стосовно до холодильних машин і установок.

Зниження температури кипіння пропану нижче $t_0 = - 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$ неможливо внаслідок неприпустимого зниження тиску кипіння. Додавання в пропан

						Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

деякої кількості більш низькокипящих вуглеводнів, наприклад, етану дозволяє при збереженні тиску кипіння на необхідному рівні отримати більш низьку температуру кипіння. Отримана в результаті зеотропних суміш дає можливість здійснити її часткове поділ в процесі конденсації на легку і важку фракції, і тим самим здійснити цикл на декількох температурних рівнях. Віднесення метанова фракції при відборі інертний на свічку можливо компенсувати поповненням системи чистим етаном. На відміну від більш складного завдання видалення рідких розчинених бутанових фракцій з пропану-холодоагенту, контроль складу холодоагенту на основі пропану і етану видається більш практичним. Основні властивості пропану і етану представлені в таблиці 5.1 і 5.2.

Таблиця 5.1

Основні властивості пропану			
Молекулярна маса	кг/кмоль	44,09	
Питома вага	кг/нм ³	2,02	
Температура кипіння при нормальних умовах	°C	- 42,2	
Температура потрійний точки	°C	-187,67	
Температура в критичній точці	°C	96,675	
Тиск в критичній точці	бар	42,471	
фактор ацентрічності		0,1524	
температура займання	°C	+ 466	

Таблиця 5.2

Основні фізичні властивості етану			
Молекулярна маса	кг/кмоль	30,07	
Питома вага	кг/нм ³	1,24	
Температура кипіння при нормальних умовах	°C	- 88,598	
Температура потрійний точки	°C	-182,8	
Температура в критичній точці	°C	32,18	
Тиск в критичній точці	бар	48,718	
фактор ацентрічності		0,0993	
температура займання	°C	+ 466	

5.1.1 Стандарти безпеки

В останні роки, у зв'язку з тенденціями заміни озоноруйнуючих холодоагентів на екологічно безпечні природні речовини, стандарти безпеки стали одним з ключових питань холодильної промисловості. Однак Ренесанс природних холодоагентів спричинив за собою і негативні моменти в порівнянні з використанням традиційних синтетичних холодоагентів. Так, наприклад, впровадження вуглеводнів пов'язане з підвищенням пожежонебезпеки холодильної установки; використання вуглекислого газу веде до необхідності врахування фактора високого тиску, що не характерного для традиційної холодильної техніки; застосування аміаку гальмується його токсичними властивостями і невисокими межами займистості. Можливість адаптації природних робочих тіл до вимог безпеки сучасної холодильної техніки і кондиціонування повітря може бути досягнута за рахунок розвитку і перегляду існуючих стандартів в сторону менш жорстких нормативів.

Класифікація стандартів безпеки речовин дуже часто варіюється, але в основі лежать фундаментальні характеристики природних холодоагентів, які представлені в таблиці 5.3.

Максимально допустима концентрація (практична межа) визначається як мінімальна токсична концентрація або максимальна вогнебезпечна концентрація холодоагенту в повітрі. Практичний межа для категорії хладагентів – А1 визначається, або як 50% концентрація холодоагенту, яка призводить до асфіксії, або як вогнебезпечна концентрація холодоагенту (STEL) в повітрі. Категорія В1 присвоюється холодоагентів, відповідним короткостроковими та довгостроковими меж експонування, в залежності від типу холодоагенту. Категорії А2 і А3 відповідають рівню значень 20% або 25% від їх нижньої межі займистості. Категорія В2 присвоюється холодоагентів, у яких або межі займистості, або показники токсичності є найгіршими. Категорія В3 відсутня серед існуючих холодоагентів. У таблиці 5.3 наведені

						Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

практичні межі і основні критерії безпеки для різних природних холодоагентів.

Таблиця 5.3

Дані по займистості і токсичності основних природних робочих тіл

Робоча речовина	Хладагент (ASHRAE)	Межі займистості ^{a)} , %		Токсичність ^{b)} , %%		Практична межа, кг/м ³
		Верхній	Нижній	LTEL	STEL	
Етан	R170	3.0	15.5	1000	1250	0.008
пропан	R290	2.1	9.5	1000	1250	0.008
Бутан	R600	1.5	8.5	600	750	0.008
ізобутан	R600a	1.8	8.5	1000	1250	0.008
пропілен	R1270	2.5	10.1	1000	1250	0.008
аміак	R717	15.0	28.0	25	35	0.00035
Диоксид вуглецю	R744	-	-	5000	15000	0.1
вода	R718	-	-	-	-	-
повітря	R729	-	-	-	-	-

^{a)} виражаються як вміст речовини в повітрі в об'ємних відсотках

^{b)} характеризується кількістю забруднень в проміле, яке становить загрозу здоров'ю живих організмів, LTEL = довгострокова межа експонування (8 годин); короткострокова межа експонування STEL (10 хв).

Таблиця 5.4 характеризує класифікацію стандартів безпеки для робітників тел. Низька токсичність визначається граничною концентрацією <400%, а низька займистість – нижньою межею займистості більше 3.5%

Таблиця 5.4 Класифікація безпеки робочих тел

	Низька токсичність	Висока токсичність
відсутність займистості	A1	B1
низька займистість	A2	B2
висока займистість	A3	B3

Для сумішей холодоагентів використовується подвійна класифікація, наприклад, A1 / A2, яка вказує найгірші випадки фракціонування суміші при певних сценаріях витоку або заправки робочої речовини. Для оцінки необхідної кількості енергії для згоряння холодоагенту використовується така характеристика безпеки, як теплота згоряння (НІС) холодоагенту в повітрі. Негативні значення величини НОС вказують на ендотермічну реакції. Позитивний знак свідчить про екзотермічний характер протікання реакції горіння.

5.2. Загальні принципи розрахунку схем з поділом робочого тіла на фракції.

Альтернативні неазеотропних сервісні суміші групи HCFC, сумішеві холодоагенти групи HFC мають ряд особливостей, які необхідно враховувати при проектуванні і експлуатації холодильного обладнання. Це наявність температурного «Глайда» (від англ., Glide - ковзання), яке являє собою різницю температур фазового переходу при постійному тиску. У разі витоку одного з компонентів суміші має місце зміне-нне її валового складу. При витоку холодоагенту більш леткі компоненти скипають, а суміш збагачується менш летючими компонентами, що може змінити властивості холодоагенту по чаткового складу.

Термодинамічне поведінку суміші азеотропного складу подібно поведінку чистого речовини, оскільки склад парової і рідкої фаз у неї одінаков, а тиску в точках роси і кипіння збігаються.

При роботі з холодоагентами, які є неазеотропними сумішами, необхідно враховувати зміну концентрації входять в суміш компонентів в процесі заправки холодильної системи холодоагентом, що в кінцевому підсумку ска-зивається на його термодинамічних властивостях. Тому холодильні установки, що використовують неазеотропних холодоагенти, слід заправляти холодоагентом тільки в рідкому стані, причому це стосується також і дозаправки установок.

						Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Концентрації парової і рідкої фаз неазеотропних суміші в умовах термодинамічної рівноваги розрізняються, а ізотерми під прикордонної кривої в $\lg P$ -і координатах «тиск - ентальпія» мають нахил. Як видно з малюнка 1, кипіння при постійному тиску відбувається при збільшенні температури холодоагенту від T_{00} до T_{d0} , а конденсація – при падінні температури від T_{dk} до T_{bk} . Це необхідно враховувати при визначенні ступеня перегреву пара на вході в компресор, а також при оцінці енергетичних характеристик холодильної установки.

Концентрації парової і рідкої фаз неазеотропних суміші в умовах термодинамічної рівноваги розрізняються, а ізотерми під прикордонної кривої в $\lg P$ -і координатах «тиск - ентальпія» мають нахил. Як видно з малюнка 2.1, кипіння при постійному тиску відбувається при збільшенні температури холодоагенту від T_{00} до T_{d0} , а конденсація – при падінні температури від T_{dk} до T_{bk} . Це необхідно враховувати при визначенні ступеня перегріву пара на вході в компресор, а також при оцінці енергетичних характеристик холодильної установки. Таким чином, середні температури кипіння T_{0cp} і конденсації T_{kcp} слід знаходити по-іншому. Температуру кипіння обчислюють як середню температуру між температурою точки роси T_{d0} при постійному тиску всмоктування P_0 і температурою, при якій холодоагент надходить у випарник $T_{00} > T_{b0}$.

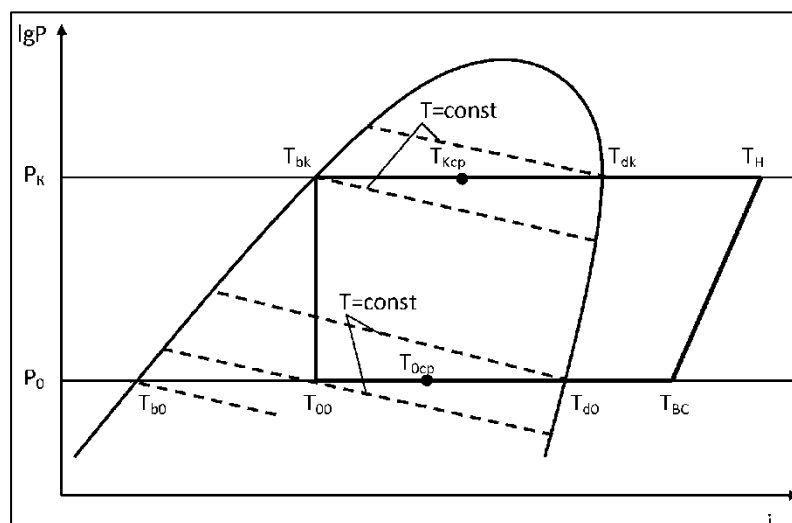


Рисунок 5.1 - $\lg P$ -і- діаграма для неазеотропної суміші

						Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Температуру конденсації визначають, як середню температуру T_{Kcp} між температурою точки роси T_{dk} (температура початку процесу конденсації при постійному тиску нагнітання $p_K = p_H$) і температурою T_{bk} рідини на виході з конденсатора. Таблиця 1 демонструє різницю температур фазового переходу при постійному тиску (при кипінні або конденсації) ΔT_{gl} , яку прийнято називати температурним Глайдом. Значення $\Delta T_{\text{gl}} = T_d - T_b$ залежить від складу робочого тіла і є важливим технологічним параметром. Перегрів всмоктуваного пара обчислюють як різницю температури ТВС на вході в компресор і температури точки роси T_{d0} холодоагенту при тиску всмоктування $p_0 = p_{\text{BC}}$. При регулюванні холодопроизводительности холодильних установок за допомогою регулюючих вентилів все викладене вище необхідно враховувати. Переохолодження рідини обчислюють як різницю між дійсною температурою рідини і температурою точки кінця конденсації T_{bk} при тиску нагнітання p_K .

Азеотропні і близькі до них холодильні суміші, як, наприклад, R408A з $\Delta T_{\text{gl}} < 1$ К при роботі з ними практично не відрізняються від однорідних хладагентів. При цьому зміна масового складу сумішей, наприклад, R401A, R401B, R401C майже не позначається на ΔT_{gl} . Разом з тим зміна компонентів суміші робить істотний вплив на ΔT_{gl} . Цю особливість фазових переходів неазеотропних сумішей необхідно враховувати при конструюванні і підборі холодильного обладнання. Нехтування даною особливістю при складанні теплового балансу може призвести до зниження розмірів теплообмінних апаратів і інших елементів холодильної системи. Вплив зміни масового складу сумішей особливо істотно, коли холодильна система експлуатується на межі своїх можливостей. Таким чином, неазеотропних суміші мають свої переваги і недоліки. З одного боку, зміна складу робочого тіла при циркуляції його по контуру холодильної системи може призвести до зростання холодопроизводительности і холодильного коефіцієнта в порівнянні з цими характеристиками для чистих холодоагентів. З іншого боку, застосування неазеотропних сумішей призводить до зниження інтенсивності теплообміну в

						Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випарнику і конденсаторі. Неазеотропних суміші крім неізотермічних ΔT_{gl} , схильні до фракціонування, вимагають нових синтетичних масел. Нові масла дуже дорогі, гігроскопічні, схильні до вспениванню. При вибоках суміші з холодильної системи виникають складнощі з дозаправкою. Поява нових робочих речовин у вигляді багатокомпонентних сумішей, складених з хладонов груп HCFC і CFC, зажадало проведення дослідження їх термодинамічних властивостей. В основному це виявилися розрахункові методи. З'явилися банки даних про властивості холодоагентів, які дозволяють розрахувати рівноважні властивості, властивості перенесення холодильних агентів, побудувати діаграми і визначити параметри циклу холодильної машини. Однією з широко використовуваних баз даних є REFPROP (термодинамічні і транспортні властивості холодоагентів і сумішей холодоагентів), розроблена в США національним інститутом стандартів. Моделювання термодинамічних властивостей чистих компонентів побудовано на використанні: 1) модифікованого рівняння стану Бенедикта-Вебба-Рубіна; 2) фундаментального рівняння стану в термінах приведеної вільної енергії Гельмгольца; 3) моделі розширеного закону відповідних станів для речовин з обмеженими експериментальними даними.

У схема одноступінчастої холодильної установки (Рис.5.2) використовує суміш вуглеводнів пропан / етан (R290 / R170) з масовим співвідношенням 80/20, 85/15, 90/10, 95/15 мас. % В якості робочого тіла. Особливістю даного схемного рішення є можливість конденсації потоку низькокиплячого холодоагенту за рахунок температури навколишнього середовища або ж за рахунок сдроселірованого до більш низької температури потоку висококиплячих холодоагенту з сепаратора.

Стислий потік холодоагенту сумарного масового складу надходить на всмоктування в компресор 1, нагнітається до тиску нагнітання $P_k = 1,6456$ МПа і надходить в апарат повітряного охолодження (АВО) 2, де частково конденсується. Далі в сепараторі 3 потік розділяється на дві фракції: потік низькокиплячого холодоагенту 4 - пароподібна Несконденсовані

						Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

фракція, і потік висококиплячих холодоагенту 5 - рідкий потік робочого тіла після апарату повітряного охолодження. Для отримання необхідної кількості холоду в випарнику низькокиплячого холодоагенту, для даного схемного рішення було задано співвідношення масових витрат висококиплячих і низькокиплячого холодагентів як 2:1. Потік низькокиплячого холодоагенту після сепаратора направляється в конденсатор 7, де конденсується при температурі навколишнього середовища, однак у більш теплі місяці року, коли не вдасться реалізувати конденсацію за рахунок навколишнього середовища передбачена можливість сконденсувати потік низькокиплячого холодоагенту за рахунок сдроселірованного 6 до більш низької температури потоку висококиплячих холодоагенту після сепаратора. Після конденсації потік низькокиплячого холодоагенту дроселюється 9 і виходить у випарник 11, а потік висококиплячих дроселюється 8 і виходить у випарник 10. Перед всмоктуванням в компресор потоки змішуються.

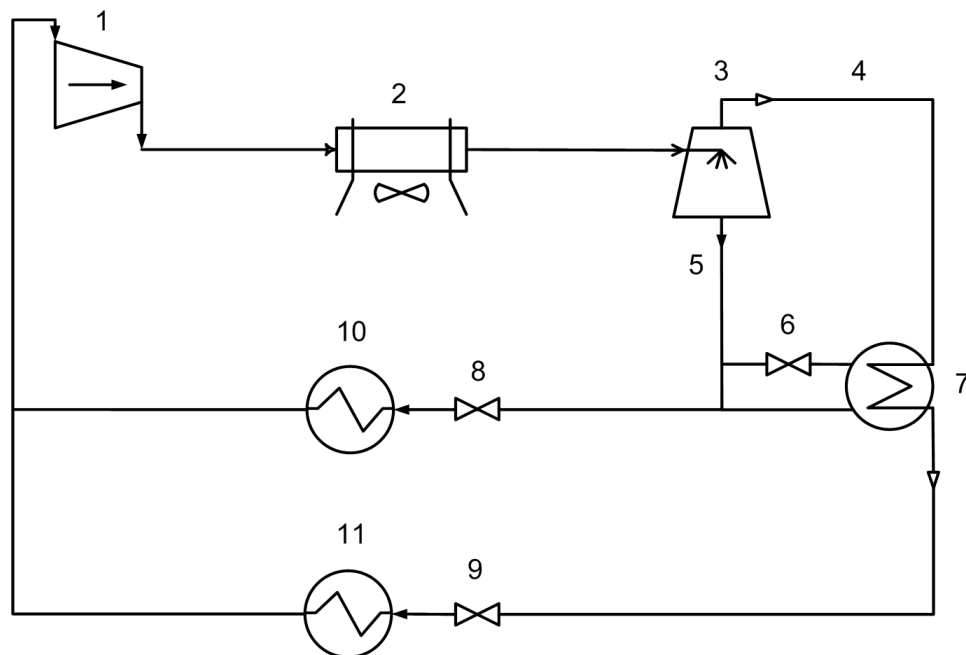


Рисунок 5.2. Схема одноступінчастої холодильної установки з поділом холодоагенту на два потоки.

1 – компресор, 2 – апарат повітряного охолодження (АВО), 3 – сепаратор, 4 – потік низькокиплячого холодоагенту з сепаратора, 5 – потік висококиплячих холодоагенту з сепаратора, 6, 8, 9 – дросельний вентиль, 7 –

					Арк.
					76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

конденсатор низькокиплячого холодоагенту, 10 – випарник висококиплячих холодоагенту, 11 – випарник низькокиплячого холодоагенту.

Температура охолодження потоку в апараті повітряного охолодження, як і температура поділу потоку холодоагенту визначалася виходячи з кліматичних умов місцевості, де розташована установка низькотемпературної конденсації природного газу. Заміри проводились тричі на день протягом 12-ти років, наведемо графік сезонної зміни максимальної температури навколишнього повітря для кожного місяця (Рис. 5.3).

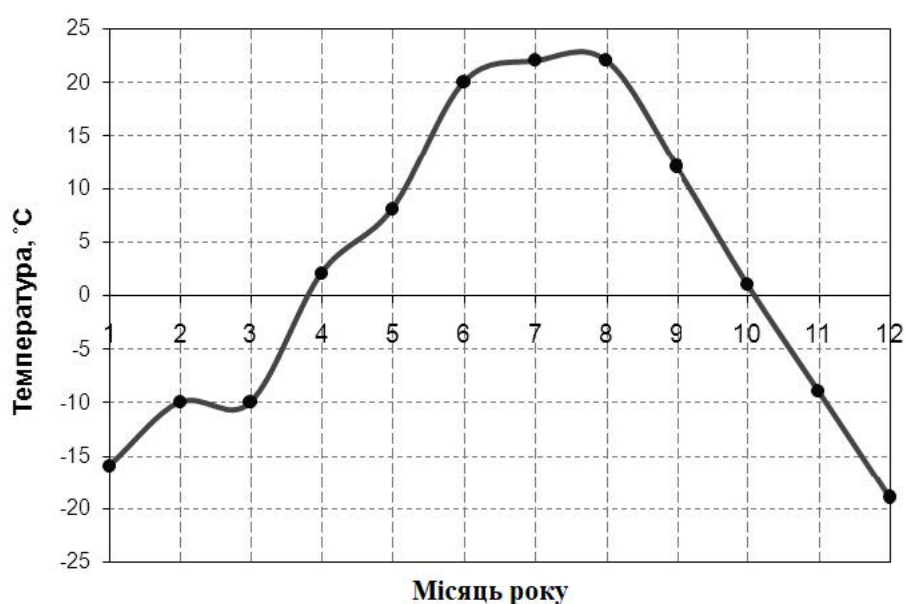


Рисунок 5.3 - Значення максимальної температури повітря в районі розташування установки за даними метеоспостережень

Очевидно, що більшу частину року температура навколишнього середовища є такою, що має в своєму розпорядженні до застосування суміші і дозволяє повітряному конденсатору працювати нормально. Таким чином, з точки зору реальної температури навколишнього середовища, можна визначити величину добавки етану в пропан при збереженні інших параметрів роботи установки в розумних межах, в безпосередній близькості від номінальних. Вибір оптимальної концентрації суміші призводить до двох можливих режимів роботи даної установки.

Постійно-цілорічний режим і динамічно-змінний режим роботи установки. Для постійно-цілорічного режиму визначальною є максимальна річна температура навколишнього середовища. Концентрація суміші постійна і відповідає деякому значенню. Цей режим позбавляє можливості використовувати значні коливання сезонних значень температур для організації роботи холодильної установки з мінімально можливою середньою температурою кипіння суміші при максимально можливої концентрації легкозакипаючої компонента. При цьому режимі роботи установки конденсація низькокиплячого потоку холодоагенту здійснюється за рахунок потоку висококиплячих холодоагенту, після проміжного дроселювання, концентрація суміші пропан / етан залишається постійною.

При застосуванні динамічно-змінного режиму роботи холодильної установки концентрація суміші змінна і залежить від температури навколишнього повітря і є найбільш прийнятною для кожного сезону року. З точки зору можливості реалізації такого, є сенс говорити про середнепараметризованих показниках роботи холодильної установки в той чи інший час року.

5.3 Параметри холодильного циклу на суміші пропан / етан

Причина, по якій в якості другого компонента суміші розглядається саме етан, полягає в тому, що ця речовина можна отримувати безпосередньо на установці НТК в достатній кількості. Рішення проблеми зниження температурного рівня кипіння Пху проводиться в руслі загальних вимог до організації виробничого процесу переробки газу з використанням зовнішнього охолодження. Однією з вимог до холодильних агентам холодильних установок зовнішнього охолодження на комплексах НТК є використання вуглеводнів. Це зменшує масштаб особливих заходів з технічного контролю теплофізичних процесів на НТК в силу того, що застосування холодоагентів іншої природи призводить до необхідності введення особливих технічних вимог до експлуатації холодильного комплексу.

						Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сервіс пропану-холодоагенту на НТК здійснюється від пропанової колони, яка спеціально встановлена для отримання холодоагенту достатньої чистоти і в потрібній кількості. Сервіс етану-холодоагенту можливо здійснювати від метанова колони, яка встановлена в технологічних ланцюга відпарки з нестабільного вуглеводневої конденсату етану на останній стадії. Таким чином застосування етану в якості другого компонента сумішевого холодоагенту виявляється технічно здійсненне без великих капітальних витрат на існуючих виробництвах.

Залежність температури насичення від складу суміші пропан / етан при значеннях тиску 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2 бар представлені на малюнку 5.4.

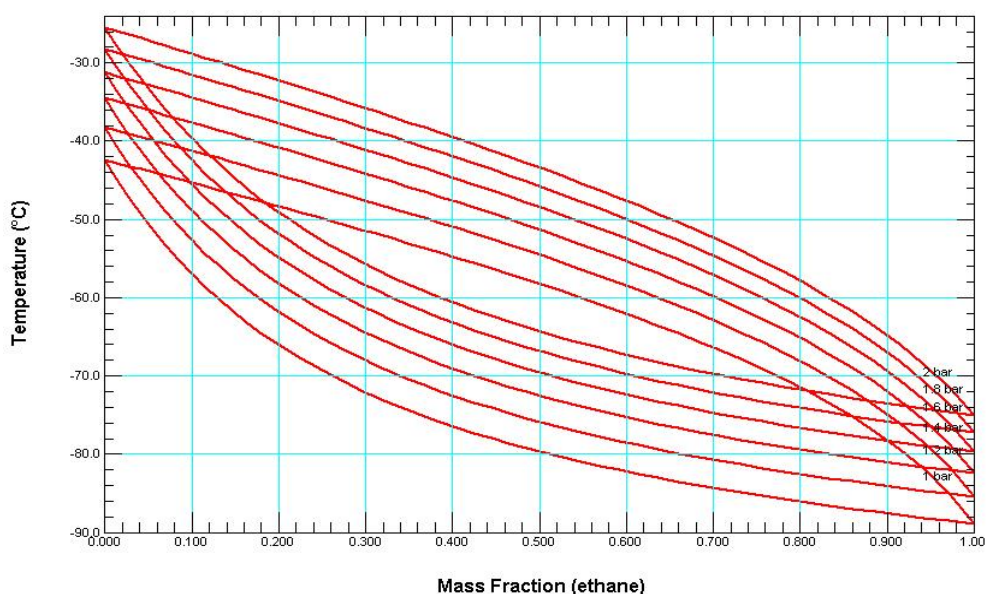


Рисунок 5.4 - Залежність температури насичення від складу суміші пропан / етан при значеннях тиску 1; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2 бар

Як видно з малюнка 5.4, для суміші пропан / етан характерна незеотропних у всьому діапазоні концентрацій. При фазовому переході відбувається зміна температури кипіння для одного і того ж тиску кипіння. Процес конденсації протікає аналогічно. Виходячи з номінального значення тиску кипіння $P_0 = 1,2$ бар, можна оцінити очікувану середню температуру кипіння суміші для деяких складів. Оскільки в циклі холодильної установки кипіння починається ні від насиченого стану, а в деякій точці двухфазної

області, то реальна середня температура кипіння буде трохи вище. До того ж процес кипіння і конденсації набагато складніше на увазі того, що відбувається зміна температури в процесі. Це також призводить до різного співвідношенню концентрацій компонентів в рідкій і паровій фазі, що конденсується потоку.

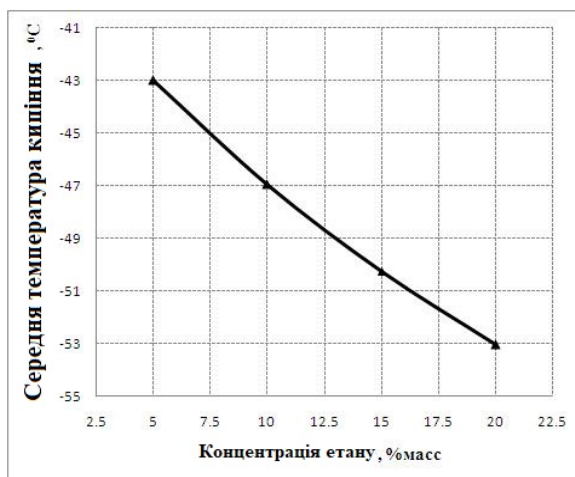


Рисунок 5.4 – Залежність середньої температури кипіння від концентрації етану при тиску 1,2 бар

З малюнка 5.4 видно, що для одного і того ж тиску кипіння, з підвищенням концентрації етану відбувається зниження середньої температури кипіння суміші. Процес конденсації протікає також при змінній температурі для одного і того ж тиску.

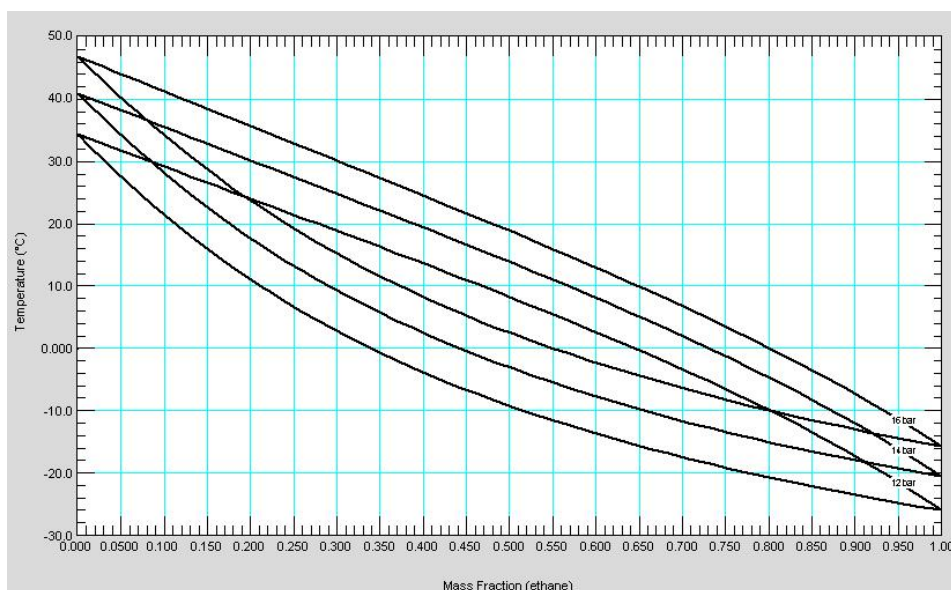


Рисунок 5.5 – Діаграма фазових рівноваг для діапазону типових тисків конденсації

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	80

З вищенаведеної діаграми видно, що процес конденсації відбувається зі значною зміною температури. Так, наприклад, для тиску нагнітання компресора 12 бар, і концентрації етану 15% мас, початку конденсації відповідає температура 27 °С, а кінця - 16 °С, що становить 11 °С температурного ковзання процесу. Відштовхуючись від цих даних і від значень фактичної температури навколишнього повітря в районі розташування установки, а також від наявного тиску нагнітання компресора, що працює на новому робочому тілі, можна говорити про допустимому граничному значенні добавки етану в пропан-холодоагент.

З вищевикладеного видно, що слід розташовувати характеристикою турбокомпресора, що працює на суміші пропан / етан тій чи іншій концентрації. У розділі 3 детально зазначено, як саме проводився газодинамічний розрахунок проточної частини компресора з метою отримання характеристик машини.

У загальному випадку, розглянемо цикл холодильної установки на пропонованій суміші, з метою визначити діапазон прийнятних концентрацій. Для початкової оцінки, прийемо величину питомої роботи стиснення потоку і тиск всмоктування, характерні для роботи установки на чистому пропану.

Нормальний режим роботи Пху передбачає значення тиску всмоктування на рівні 0,12 МПа, що одночасно з прийнятої розрахункової температурою конденсації $t_k = 30$ °С, визначає величину питомої адіабатною роботи стиснення пропану $l_{ад} = 113$ кДж / кг. Це означає, що робоча точка характеристики турбокомпресора буде лежати в допустимих межах у разі рівної об'ємної продуктивності на всмоктуванні. В силу того, що суміш володіє відмінними від чистого пропану властивостями, кінцевий тиск нагнітання з урахуванням прийнятих обмежень буде відрізнятися для суміші від такого на пропані (рисунок 5.5).

						Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

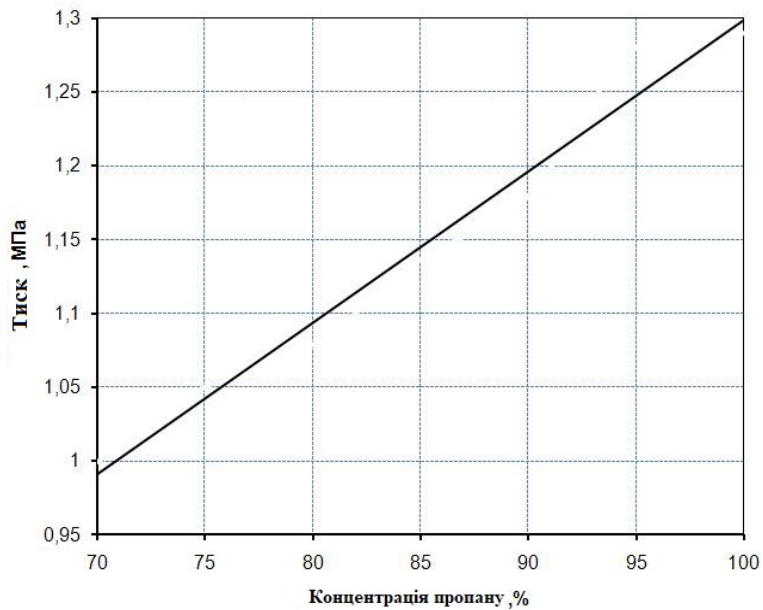


Рисунок 5.6 - Значення тиску нагнітання компресора при повідомленні потоку одного і того ж кількості питомої роботи стиснення $l_{ад} = 113 \text{кДж / кг}$ для різних концентрацій R290 / R170

Слід зазначити, що вкрай небажано зіткнутися з необхідністю заміни холодильного компресора через неприпустимого підвищення відносини тисків нагнітання і всмоктування для розрахункового режиму. З цієї причини оцінку зробимо виходячи з фактичних можливостей нині працюючого компресорного устаткування.

За що розташовується тиску нагнітання для кожного значення концентрації етану, можна судити про необхідній температурі навколишнього повітря для нормальної роботи повітряного конденсатора і про конкретних значеннях температури початку і кінця конденсації неазеотропних суміші.

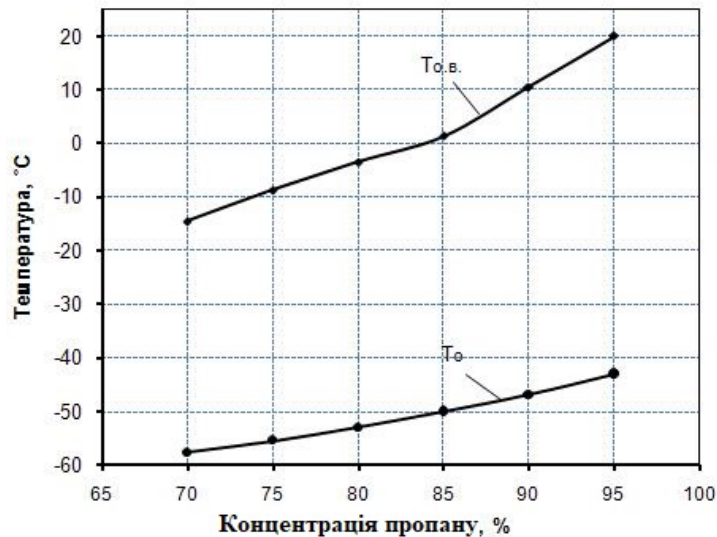


Рисунок 5.7 - Залежність необхідної температури навколишнього повітря з урахуванням наявного тиску нагнітання від концентрації суміші і відповідна для даної концентрації температура кипіння

На малюнку 5.7 представлена залежність необхідної температури навколишнього повітря для повної конденсації по що розташовується тиску нагнітання і відповідна їй температура кипіння при фіксованому тиску всмоктування рівному 0.12МПа від концентрації суміші. Таким чином, визначальною температурою є температура кінця конденсації, при якій відбувається остаточна конденсація суміші. Слід зазначити, що фактична температура конденсації вище на величину температурного напроа, прийняту 10 °C, як типову для теплообмінного апарату повітряного охолодження.

Як видно, температура кипіння суміші пропан / етан нижче температури кипіння чистого пропану і, як наслідок, при одночасному збереженні параметрів роботи турбомашини в номінальних межах, температура конденсації також стає нижче. Таким чином, дві лінії характерних температур показують область температурного інтервалу роботи холодильної установки. Аналіз показує тенденцію до звуження температурного інтервалу при збільшенні концентрації етану. Це є прямим наслідком того, що коефіцієнт зменшення питомої обсягу суміші зі збільшенням частки легкозакипаючої компонента, при одному і тому ж кількості інформації, що повідомляється

потокі питомої роботи, стає нижче. Цей негативний фактор є, також визначальним і дозволяє судити про відмінності процесу течії стискається протоки в проточній частині компресора між чистим пропаном і сумішшю. Одним з важливих умов є необхідність зниження температурного рівня конденсації поряд зі зниженням температури кипіння, пов'язана з необхідністю підтримки ступеня підвищення тиску в межах допустимої величини.

Зниження температури насичення при одному і тому ж тиску суміші можна продемонструвати також так.

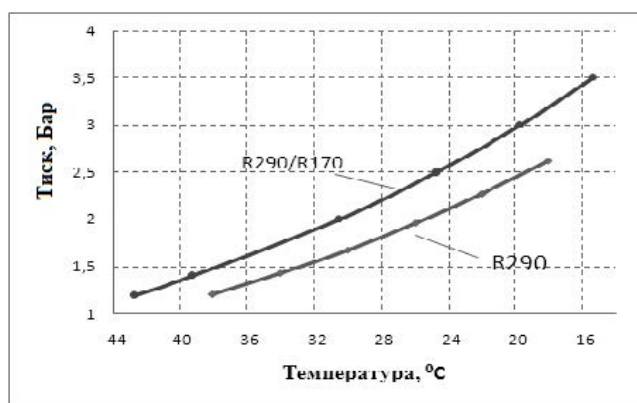


Рисунок 5.8 – Параметри насичення для чистого пропану і суміші пропан / етан (85/15% мас)

Розгляд циклу холодильної установки і порівняння основних його показників зробимо виходячи з умови рівності ступеня підвищення тиску для чистого пропану і суміші. Це викликано тим, що температура кипіння і конденсації суміші буде змінною.

З представленого вище малюнка видно, що збільшення частки етану в суміші призводить до збільшення питомої холодопродуктивності циклу. Не слід також забувати про те, що температурні рівні роботи установки відмінні від таких, які мають місце при використанні в циклі чистого пропану.

Для оцінки допустимого діапазону концентрації етану слід враховувати особливості стиснення суміші в проточній частині компресора. На практиці існує граничне значення добавки етану, по досягненню якого відбувається зниження корисної холодопродуктивності установки в силу того, що суміш

володіє великим питомим об'ємом і при однаковій об'ємній продуктивності, масова продуктивність падає.

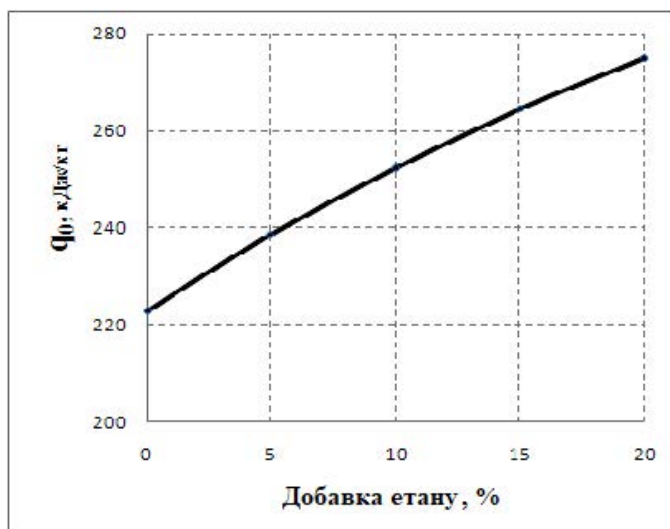


Рисунок 5.9 – Залежність питомої холодопродуктивності циклу від величини масової частки добавки етану в пропан-холодоагент при тиску при постійному тиску кипіння і конденсації ($P_0=0,12\text{МПа}$, $P_k=1,37\text{МПа}$)

Холодильний коефіцієнт простого циклу був розрахований також з умови сталості ступеня відносини тисків. Помітна тенденція до помірному збільшення значення холодильного коефіцієнта. На малюнку 5.10 представлена залежність холодильного коефіцієнта від величини добавки етану в пропан-холодоагент.

Холодильний коефіцієнт простого циклу був розрахований також з умови сталості ступеня відносини тисків. Помітна тенденція до помірному збільшення значення холодильного коефіцієнта. На малюнку 5.10 представлена залежність холодильного коефіцієнта від величини добавки етану в пропан-холодоагент. За інших рівних умов (ступінь підвищення тиску) відбувається зростання холодильного коефіцієнта зі збільшенням добавки етану в пропан-холодоагент.

Це викликано термодинамічними особливо використуваного іншого компонента, а також звуженням температурного інтервалу. При одному и

тому ж тиску конденсації, температура конденсації чистого пропану буде вище.

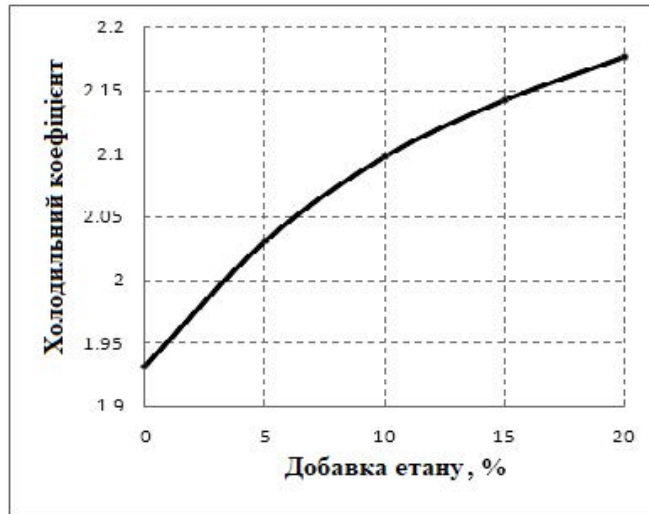


Рисунок 5.10 - Залежність холодильного коефіцієнта від кількості добавки етану в пропан при постійних тиску кипіння і конденсації ($P_0=0,12\text{МПа}$, $P_k=1,37\text{МПа}$)

З представленою вище і з малюнка 5.10 зокрема видно, що необхідно знижувати температуру конденсації в разі застосування суміші пропан / етан тій чи іншій концентрації.

Вибір оптимальної концентрації суміші призводить до двох можливих варіантів.

1. Постійно-цілорічний режим роботи. Визначальною є максимальна річна температура навколишнього середовища. Концентрація суміші постійна і відповідає деякому значенню. Цей режим позбавляє можливості використовувати значні коливання сезонних значень температур для організації роботи Пху з мінімально можливою середньою температурою кипіння суміші при максимально можливої концентрації легкозакипаючої компонента.

2. Динамічно змінний режим роботи. Концентрація суміші змінна і залежить від температури навколишнього повітря і є найбільш прийнятною для кожного сезону року. З точки зору можливості реалізації такого, є сенс

						Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

говорити про середнепараметризованих показниках роботи Пху в той чи інший час року.

Постійно-цілорічний температурний режим роботи холодильної машини в зимовий час не є оптимальним у разі застосування суміші з мінімальним вмістом етану, яка буде нормально працювати в саму теплу пору. Оскільки першочерговим завданням даної проблематики є досягнення мінімально можливої середньої температури кипіння, бачимо, що в зимову пору року не використовується значний потенціал температури навколишнього повітря. При зменшенні температурного інтервалу (температури навколишнього повітря при постійній температурі кипіння) роботи холодильної установки природно знижується питома робота стиснення при роботі на чистому пропану або на суміші постійної концентрації.

Так, використовуючи температурний потенціал навколишнього середовища, в зимовий час частина холоду навколишнього середовища може бути використана в більш повній мірі.

Остаточо отримати дані про необхідні температурах конденсації при вибраних параметрах кипіння можна тільки лише на підставі характеристик турбомашини при спільній злагодженій роботі секцій компресора.

Про номінальних енергетичних параметрах холодильної установки, що працює на суміші можливо говорити тільки при наявності характеристик турбокомпресора для цього робочого тіла.

Щодо розгляду особливостей перекладу Пху на нове робоче тіло слід розглянути деякі чинники, пов'язані з роботою устаткування Пху. З метою мінімізувати можливі капітальні витрати на переобладнання установки, проаналізуємо потенційну можливість використання штатного обладнання.

						Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. Застосування ексергетичного аналізу для визначення втрат в елементах холодильної установки

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу використовується для обліку втрат енергії в холодильних установках за рахунок незворотного протікання реальних процесів. При цьому фактична робота, що віддається споживачу, зіставляється з максимальною кількістю роботи, яку споживач міг би отримати від термодинамічної системи за рахунок її внутрішньої енергії і підведеної до неї первинної енергії. Термодинамічна система може виконувати роботу тільки при відсутності рівноваги між термодинамічною системою і навколишнім середовищем. Тому за кінцевий стан системи для разомкнутого процесу приймається стан рівноваги з навколишнім середовищем, що має температуру T_0 і тиск p_0 .

Для проточною термодинамічної системи корисною роботою - l_n є наявна робота l_0 , тобто $l_n = l_0$, так як при виведенні виразу для розполагаемой роботи проточною термодинамічної системи робота витіснення була врахована.

Визначаємо значення ексергії потоку робочої речовини в характерних точках процесу e , кДж / кг за формулою:

$$e = h - h_{0c} - T_{0c} \cdot (S - S_{0c}), \text{ кДж/кг} \quad (5.1)$$

де - T_{0c} - температура навколишнього середовища, К; h, h_{0c} - ентальпії потоку при температурі і тиску потоку і параметрах навколишнього середовища (T_{0c}, P_{0c}), кДж/кг; S, S_{0c} - ентропія потоку при температурі і тиску потоку і параметрах навколишнього середовища (T_{0c}, P_{0c}), кДж/(кг · К); при цьому швидкістю руху робочого можна знехтувати і для розрахунків використовується поняття питомої ексергії потоку.

Ексергетичний ККД компресора $\eta_{екм}$, визначається за формулою:

$$\eta_{екм} = \frac{e_2 - e_1}{l} \quad (5.2)$$

						Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кількість ексергії, яке входить в холодильну машину у вигляді електричної енергії, підведеної до електродвигуна компресора, e_{ex} , кДж / кг, визначається за формулою:

$$e_{BX} = l = e_{BX}^{KM} = \frac{Ne \cdot 10^{-3}}{Ga}, \text{ кДж/кг} \quad (5.3)$$

де Ne – потужність електродвигуна, кВт; Ga - витрата хладагента, кг/с l – реальна питома внутрішня робота стиснення компресора, кДж/кг.

Загальні питомі втрати ексергії в компресорі складаються з питомих електромеханічних втрат ексергії $d_{KM}^{EM} = e_{BX} \cdot (1 - \eta_{em})$, кДж/кг і внутрішніх втрат ексергії в компресорі:

$$d_{KM}^{BH} = la \cdot \frac{1}{\eta_{em} \cdot \eta_{KM}} - \Delta e_{2-1}, \text{ кДж/кг} \quad (5.4)$$

де Ga - витрата хладагента, кг/с; η_{em} – електромеханічний ККД електродвигуна, η_{KM} – ККД компресора.

Загальні питомі втрати ексергії в апараті повітряного охолодження, $d_{аво}^п$, кДж/кг, складаються з питомих втрат ексергії, що відводяться з повітрям (навколишнім середовищем), $d_{аво}^B = q_{аво} \cdot \tau_e^H$, (где $\tau_e^H = 1 - \frac{T_{oc}}{\bar{T}_H}$, кДж/кг коефіцієнт працездатності відведеної в конденсаторі теплоти, а $\bar{T}_H = (t_{H1} + t_{H2})/2 + 273$, К – середня абсолютна температура теплодатчика (середня абсолютна температура в апараті повітряного охолодження) і втрат ексергії через незворотності теплообміну між холодоагентом і охолоджуючим повітрям в апараті повітряного охолодження:

$$d_{аво}^{H.T} = e_2 - e_3 - q_{аво} \cdot \tau_e^H, \text{ кДж/кг} \quad (5.5)$$

$$d_{аво} = d_{аво}^B + d_{аво}^{H.T} = e_2 - e_3, \text{ кДж/кг} \quad (5.6)$$

						Арк.
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питомі втрати ексергії в дроселях:

– дросель висококиплячих ХА

$$d_{др}^B = e7 - e10, \text{кДж/кг} \quad (5.7)$$

– дросель частини потоку висококиплячих ХА перед конденсатором низькокиплячого холодоагенту

$$d_{др}^П = e5 - e6, \text{кДж/кг} \quad (5.8)$$

– дросель низькокиплячого ХА

$$d_{др}^Н = e8 - e9, \text{кДж/кг} \quad (5.9)$$

Загальні питомі втрати ексергії в конденсаторі низькокиплячого холодоагенту,

$$d_{кдн} = e4 - e8, \text{кДж/кг} \quad (5.10)$$

Вони складаються з питомих втрат ексергії відводиться потоком сдросселірованного висококиплячих холодоагенту, $d_{кдн}^B = q_{кдн} \cdot \tau_e^{кдн}$ кДж/кг і питомих втрат ексергії через незворотності теплообміну між потоками низькокиплячого і висококиплячих хладагентів, $d_{кдн}^{н.т} = d_{кдн} - d_{кдн}^B$.

Питома ексергія, що відводиться у випарник низькокиплячого і висококиплячих хладагентів:

$$e_{ввых}^Н = q_0^Н \cdot \tau_{и.н}^C, \text{кДж/кг} \quad (5.11)$$

$$e_{ввых}^B = q_0^B \cdot \tau_{и.в}^C, \text{кДж/кг} \quad (5.12)$$

						Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\tau_{и.н}^C, \tau_{и.в}^C$ – коефіцієнт працездатності отриманого в випарнику холоду, $\tau_{и.н}^C = 1 - \frac{T_{о.с}}{\bar{T}_{и.н}}, \tau_{и.в}^C = 1 - \frac{T_{о.с}}{\bar{T}_{и.в}}$

Загальна питома втрата ексергії у випарник:

$$d_{кдн}^{н.т} = e_9 - e_1, \text{ кДж/кг} \quad (5.13)$$

$$d_{кдн}^{в.т} = e_{10} - e_1, \text{ кДж/кг} \quad (5.14)$$

Питомі втрати ексергії у випарник через незворотності теплообміну:

$$d_{кдн}^{н.т} = e_9 - e_1 - q_0^H \cdot \tau_{и.н}^C, \text{ кДж/кг} \quad (5.15)$$

$$d_{кдн}^{в.т} = e_{10} - e_1 - q_0^B \cdot \tau_{и.в}^C, \text{ кДж/кг} \quad (5.16)$$

Далі наведені графіки результатів розрахунку ексергетичної втрат для постійно цілорічного режиму роботи установки в залежності від застосовуваного співвідношення суміші R290/R170 (95/5; 90/10; 85/15; 80/20 масс. %).

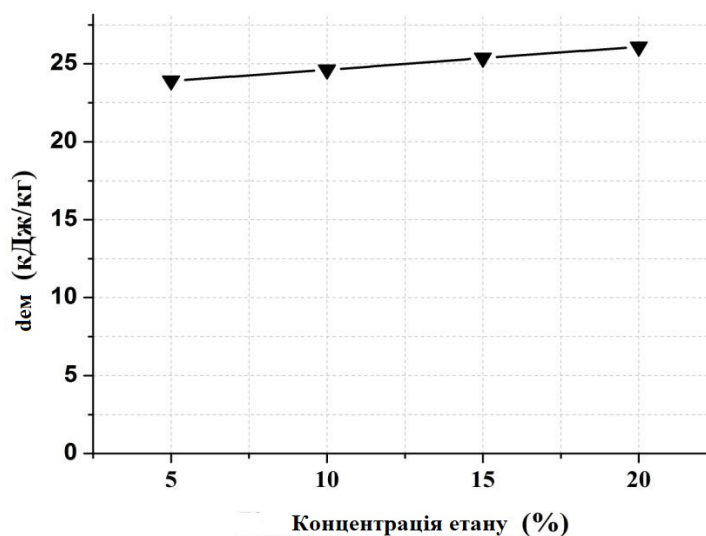


Рисунок 5.11. Питомі електромеханічні втрати ексергії, $d_{км}^{ем}$ кДж/кг от % добавки етану в суміш пропан / етан.

					Арк.
					91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

З графіка видно, що величина ексергетичної втрат електродвигуна змінюється не суттєво. Зі збільшенням концентрації етану відбувається незначне збільшення ексергетичної втрат, при цьому найбільші втрати спостерігаються при концентрації 80/20 мас. %. Загальні питомі ексергетичної втрати в компресорі холодильної установки (Малюнок 5.12) також змінюються в невеликому діапазоні в залежності від зміни концентрації низькокиплячого компонента в суміші.

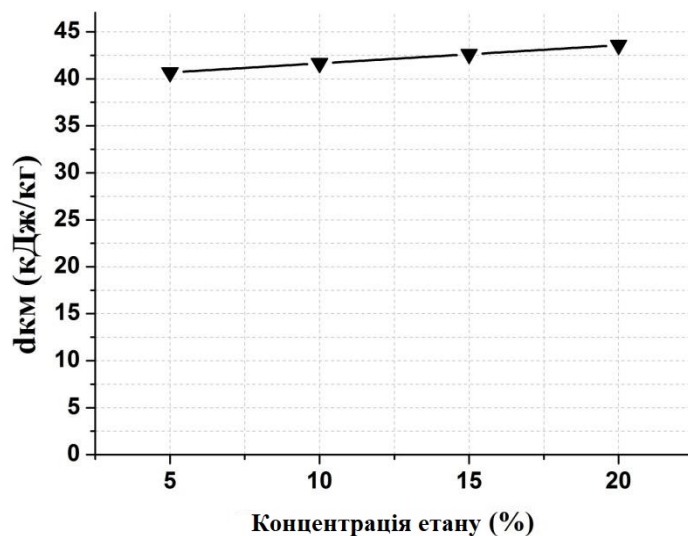


Рисунок 5.12. Загальні питомі втрати ексергії в компресорі від співвідношення суміші пропан / етан.

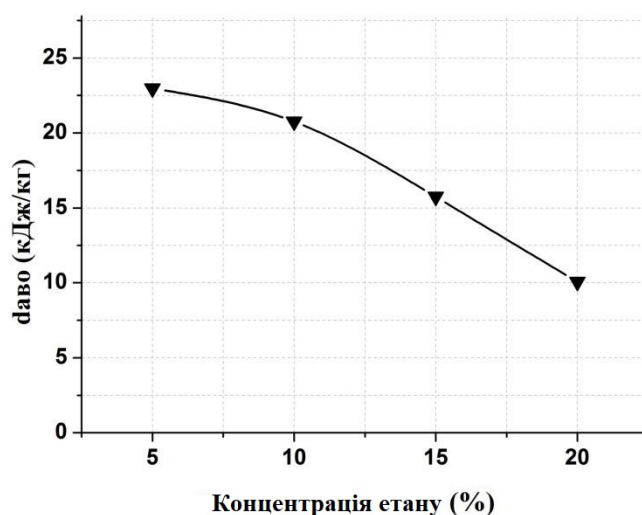


Рисунок 5.13. Співвідношення питомих ексергетичної втрат ABO даво, кДж / кг і% добавки етану в пропан.

Зі збільшенням концентрації низькокиплячого компонента питомі ексергетичної втрати в апараті повітряного охолодження знижуються.

						Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменші втрати в апараті повітряного охолодження при постійно-цілорічному режимі роботи установки спостерігаються при застосуванні суміші пропан / етан 80/20% мас. Це можна пояснити тим, що в холодну пору року потенціал установки використовується в більш повній мірі.

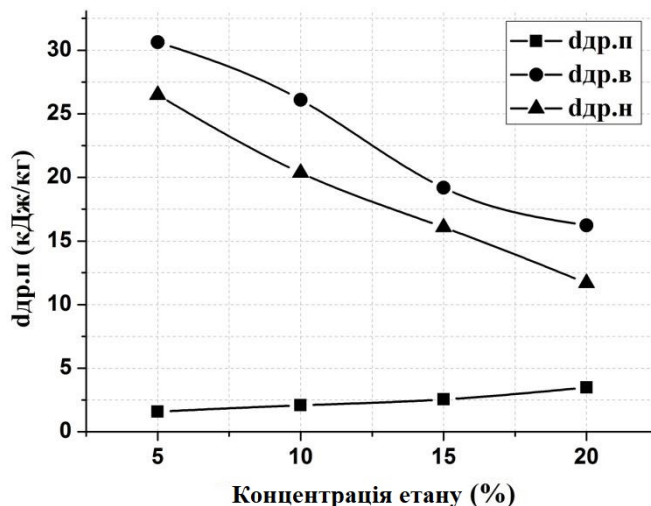


Рисунок 5.14. Співвідношення питомих ексергетичної втрат в дроселях, кДж / кг і % добавки етану в пропан.

Настільки високі втрати в дроселі висококиплячих холодоагенту об'ясняються тим, що при постійно цілорічному режимі роботи установки конденсація низькокиплячого холодоагенту відбувається за рахунок охолодженого при проміжному дроселюванні потоку висококиплячих холодоагенту, таким чином втрати в дроселі висококиплячих холодоагенту зростають на величину втрат промезеточного дроселя.

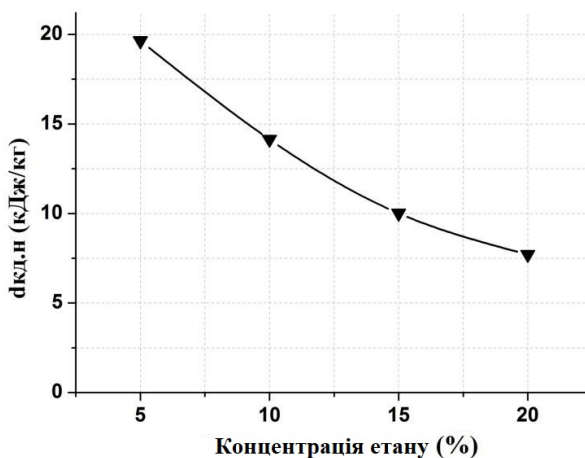


Рисунок 5.15. Питомі ексергетичної втрати в конденсаторі низькокиплячого холодоагенту в залежності від% добавки етану в пропан.

Величина втрат при застосуванні суміші пропан / етан 95/5% мас. найбільша через те, що в порівнянні з сумішшю 80/20% мас і температура конденсації суміші пропан / етан 95/5% мас. становить 43.5 °С, в той час як для суміші 80/20% мас. 30 °С.

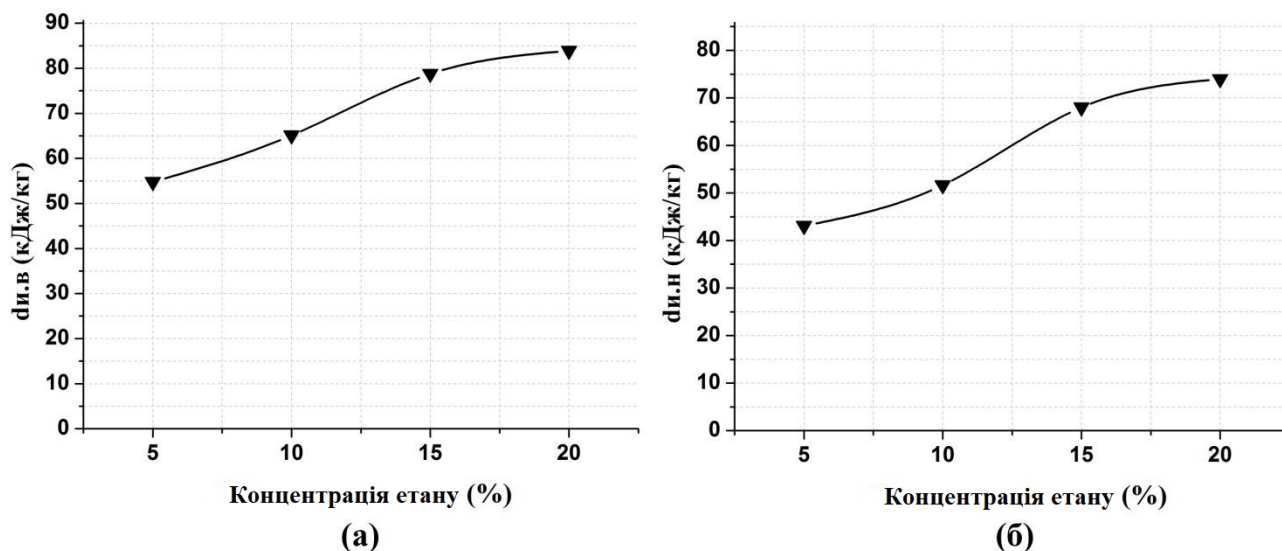


Рисунок 5.16. Питомі ексергетичної втрати у випарник висококиплячих (а) і низькокиплячого (б) холодоагенту в залежності від% добавки етану в пропан.

Як видно з представлених графіків, найбільші питомі ексергетичної втрати спостерігаються у випарник і компресорі холодильної установки, найменші в дроселях (за винятком дроселя висококиплячих холодоагенту), апараті влздушного охолодження (АВО) і конденсаторі низькокиплячого холодоагенту. Застосування суміші пропан / етан масового співвідношення 80/20% мас. дозволяє домогтися найменших сумарних ексергетичної втрат, проте дане співвідношення суміші R290 / R170 програє по ряду характеристик. Так, наприклад, холодопродуктивність установки на суміші 80/20% становить 373 кВт, а при використанні суміші співвідношення 85/15% мас холодопродуктивність дорівнює 416 кВт, незважаючи на те що застосування суміші пропан / етан 80/20% мас. дозволяє досягти більш низької середньої температури кипіння.

Далі наведені графіки результатів розрахунку ексергетичної втрат для динамічно-змінного режиму роботи установки в залежності від температури навколишнього середовища із застосуванням різних варіантів концентрацій суміші пропан / етан R290 / R170 (95/5; 90/10; 85/15; 80/20 мас%).

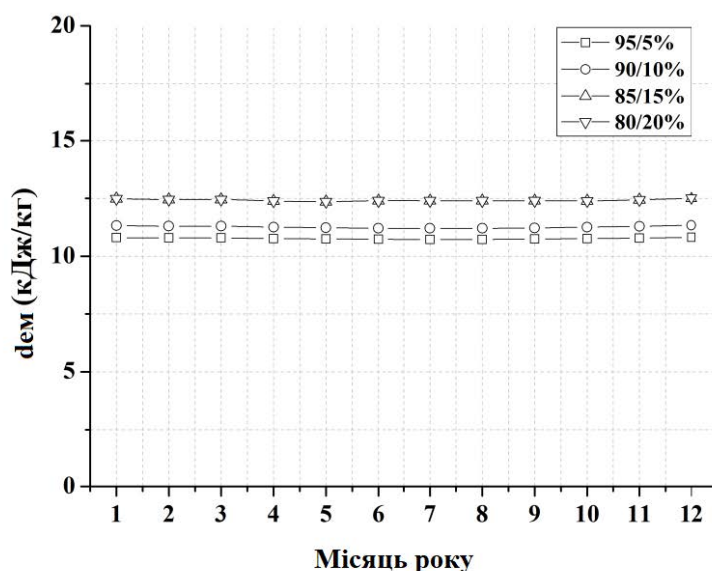


Рисунок 5.17. Питомі електромеханічні втрати ексергії, $d_{\text{KM}}^{\text{em}}$ кДж/кг від місяця року при різній концентрації етану.

Значних змін питомих електромеханічних втрат ексергії не спостерігається, це пояснюється тим, що коливання температури навколишнього середовища на роботу електродвигуна не впливають. Спостерігається незначне зниження втрат в більш жаркий період року. Далі представлений графік зміни питомих ексергетичної втрат компресора. Ексергетичної втрати компресора також залишаються практично без змін.

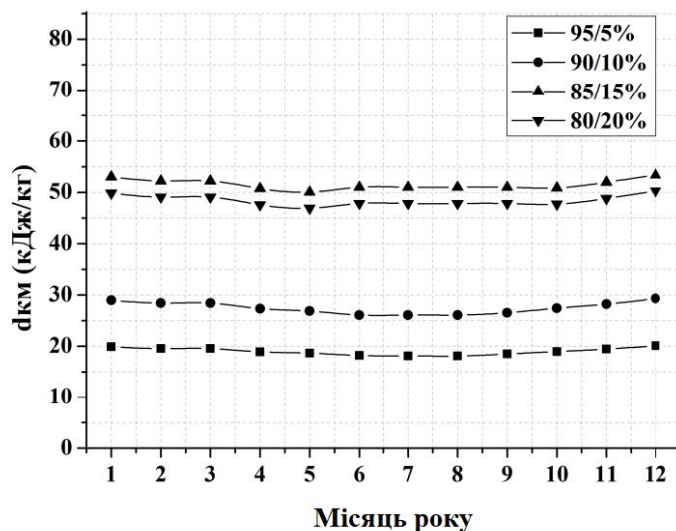


Рисунок 5.18. Залежність питомих ексергетичної втрат компресора $d_{км}$, кДж / кг від температури навколишнього середовища.

Спостерігається незначне зниження ексергетичної втрат компресора в період з квітня по червень.

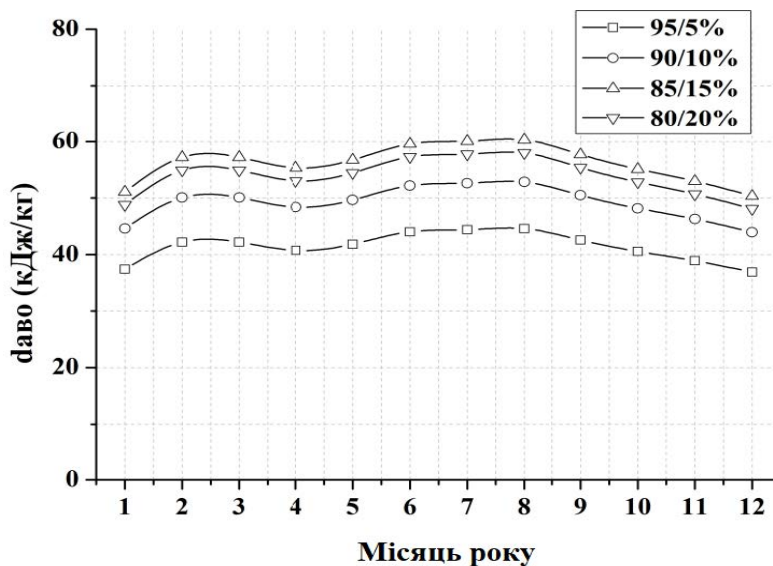


Рисунок 5.19. Залежність питомих ексергетичної втрат апарату повітряного охолодження $d_{аво}$, кДж / кг від температури навколишнього середовища.

З графіка випливає, що найбільші питомі ексергетичної втрати АВО спостерігаються в період з листопада по січень, незважаючи на те що температура конденсації (поділу) суміші залишається незмінною. При застосуванні суміші пропан / етан концентрації 80/20 мас. % В АВО спостерігаються найменші питомі ексергетичної втрати.

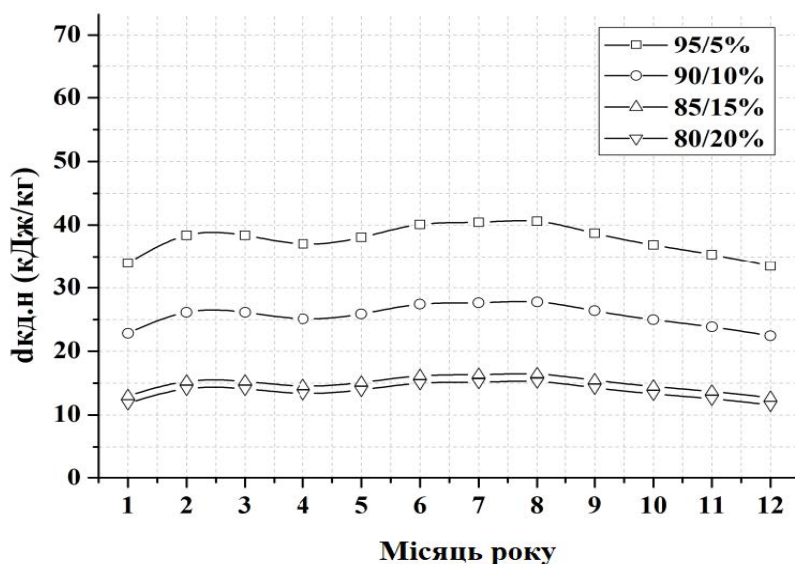


Рисунок 5.20. Співвідношення питомих ексергетичної втрат в конденсаторі низькокиплячого холодоагенту в залежності від температури навколишнього середовища.

Конденсація низькокиплячого компонента здійснюється за рахунок температури навколишнього середовища. Тут найменші втрати спостерігаються в літній період року, так як конденсація низькокиплячого компонента осеществляється за рахунок сдросселірованного потоку висококиплячих компонента (за винятком суміші пропан / етан 95/5% мас. Яку ми можемо скондесувати за рахунок температури навколишнього середовища навіть у літній період року).

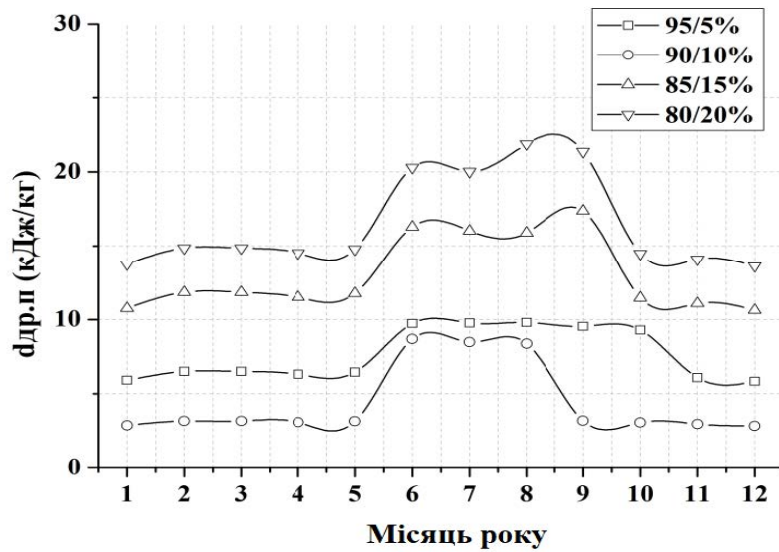


Рисунок 5.21. Співвідношення питомих ексергетичної втрат в дроселі проміжного потоку, кДж / кг від температури навколишнього середовища.

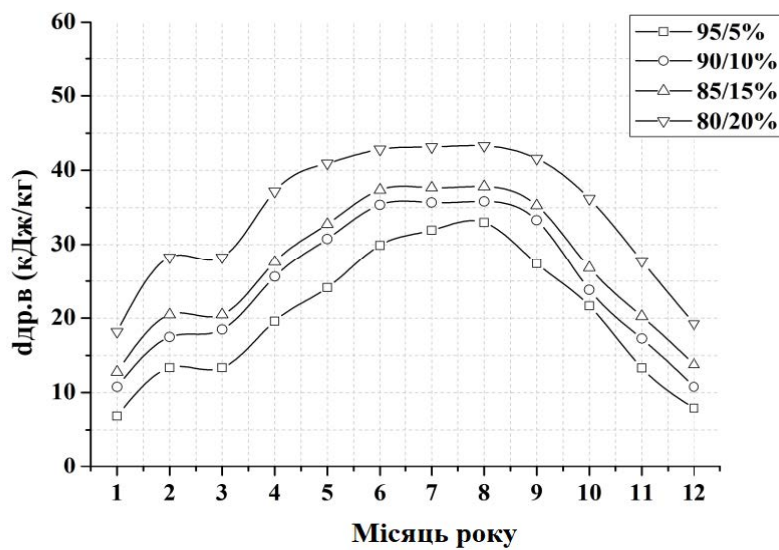


Рисунок 5.22. Співвідношення питомих ексергетичної втрат в дроселі висококиплячих холодоагенту, кДж / кг від температури навколишнього середовища.

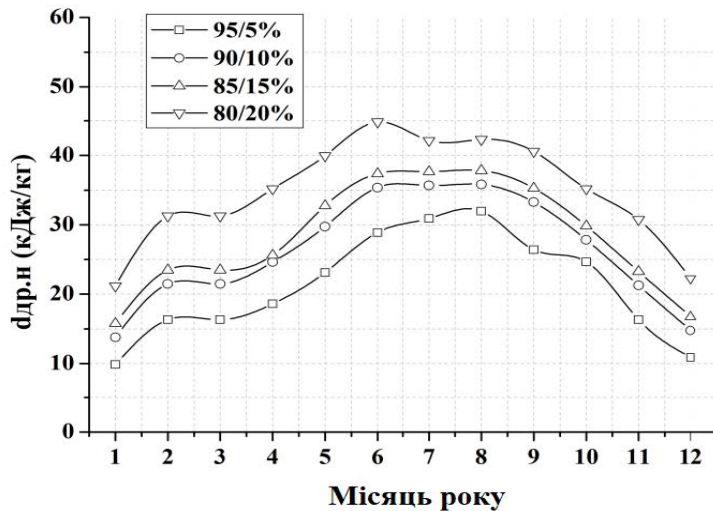


Рисунок 5.23. Співвідношення питомих ексергетичної втрат в дроселі низькокиплячого холодоагенту, кДж / кг від температури навколишнього середовища.

З графіків видно, що сезонні коливання температури значно впливають на величину втрат в дросельних вентилях, хоча температура конденсації висококиплячих холодоагенту в апараті повітряного охолодження залишається постійною протягом всього року. Найбільші втрати спостерігаються в період з липня по вересень - теплий період року в даній місцевості. Втрати в дроселі висококиплячих холодоагенту, в разі застосування суміші масового співвідношення 90/10; 85/15; 80/20 % мас. є найбільшими, так як скондесувати потік низькокиплячого холодоагенту за рахунок даної температури навколишнього середовища не можна, тому потік низькокиплячого холодоагенту конденсується за рахунок сдроселірованого до більш низької температури потоку висококиплячих холодоагенту після сепаратора і ці втрати складаються з ексергетичної втрат дроселя 8 і ексергетичної втрат проміжного дроселя 6. втрати для холодоагенту масового співвідношення суміші пропан / етан 95/5% мас в літній період року залишаються найменшими, так як суміш даного масового співвідношення конденсується повністю за рахунок навколишнього середовища.

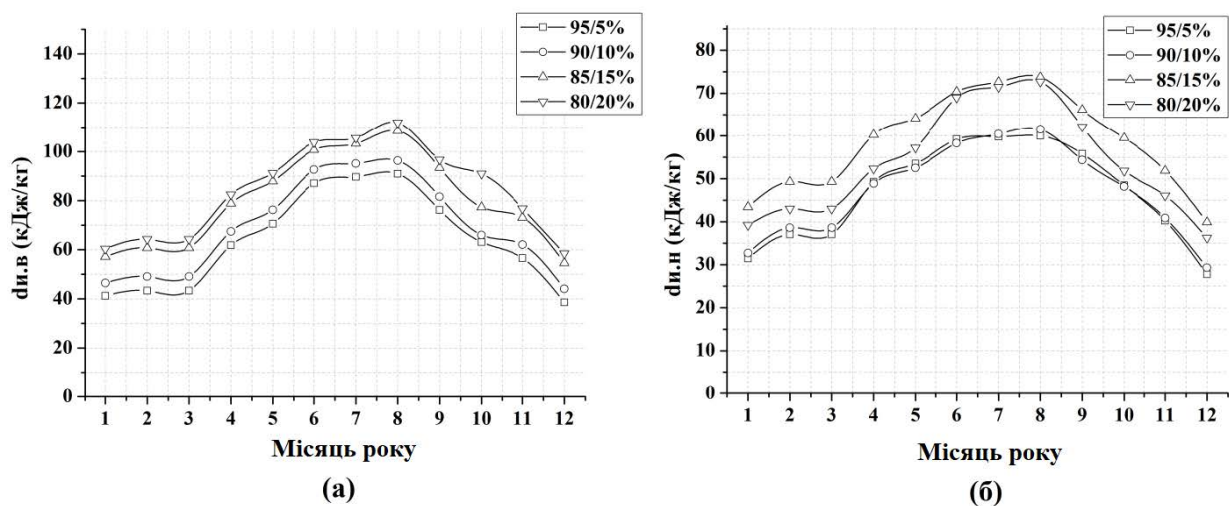


Рисунок 5.24. Питомі ексергетичної втрати у випарник висококиплячих (а) і низькокиплячого (б) холодоагенту в залежності від температури навколишнього середовища.

З графіків видно, що найвищі значення ексергетичної втрат припадають на період з травня по вересень, найтепліший період року. Найбільш оптимальним варіант суміші, з точки зору мінімізації ексергетичної втрат, для застосування в літній період року є суміш з найменшим вмістом етану.

Застосування циклу холодильної установки з поділом потоку холодоагенту на фракції, а також застосування неазеотропних робочого тіла дозволяє в більшій мірі використовувати потенціал навколишнього середовища при роботі установки. У разі підвищення середньомісячної температури повітря конденсацію низькокиплячого холодоагенту можна здійснювати за рахунок сдроселірованного до проміжного тиску потоку високо киплячого холодоагенту після сепаратора.

Робота по динамічно-змінному режиму дозволяє збалансувати концентрацію холодильного агента таким чином, щоб ексергетичної втрати були найменшими. З графіків видно, що найбільш доцільним для застосування в літню пору року є суміш пропан / етан з концентрацією 95/5% мас. так як її повністю можна скондесувати за рахунок температури навколишнього середовища, в зимовий же час року доцільніше застосовувати суміш з більшою концентрацією етану. Цей режим дозволяє використовувати значні коливання

сезонних значень температур для організації роботи установки з мінімально можливою середньою температурою кипіння суміші при максимально можливої концентрації легкозакипаючої компонента.

Як видно з представлених графіків, найбільші ексергетичної втрати спостерігаються в компресорі холодильній установці (приблизно 40% всіх ексергетичної втрат) і випарнику висококиплячих холодоагенту, найменші в дроселях, апараті повітряного охолодження (АВО) і конденсаторі низькокиплячого ХА. З графіків видно що температура навколишнього середовища лише незначно впливає на параметри роботи даного обладнання, Конденсація низькокиплячого потоку після сепаратора відбувається виключно за рахунок температури навколишнього середовища. Застосування суміші пропан / етан масового співвідношення 95/5% мас дозволяє конденсувати суміш за рахунок температури навколишнього середовища, однак дане співвідношення суміші R290 / R170 програє по ряду характеристик.

Розрахунок ексергетичної втрат розглянутого схемного рішення холодильної установки комплексу низькотемпературної конденсації має кілька особливостей. Цикл холодильної установки умовно розділений на два циклу: основний цикл і цикл переохолодження, також використовуються теплообмінні апарати з протитечійним характером руху робочого тіла: ТА-Т, ТА-Л, РТО-1. Розглянемо особливості розрахунку втрат ексергії в даних теплообмінних апаратах.

Втрата ексергії в теплообмінних апаратах розраховується наступним чином:

$$D = T_o [m_x (S_x^{ВЫХ} - S_x^{ВХ}) + m_r (S_r^{ВЫХ} - S_r^{ВХ})], \text{ кВт} \quad (5.17)$$

де – T_o – Температура навколишнього середовища, К; m_x , m_r - масові витрати холодного і гарячого потоків, кг/с; $S_x^{ВЫХ}$, $S_x^{ВХ}$, $S_r^{ВЫХ}$, $S_r^{ВХ}$ – ентропії холодного і гарячого потоків на вході і виході з апарату, кДж/(кг*К).

Питома втрата ексергії в теплообмінних апаратах розраховується наступним чином:

						Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$d = T_o [Cp_{\Gamma} \ln \left(\frac{T_{\Gamma}^{BЫX}}{T_{\Gamma}^{BX}} \right) + Cp_x \ln \left(\frac{T_x^{BЫX}}{T_x^{BX}} \right)], \text{ кДж/кг} \quad (5.18)$$

де – T_o – Температура навколишнього середовища, К; Cp_{Γ} , Cp_x – питомі теплоємності гарячого і холодного потоків, кДж/(кг*К); $T_{\Gamma}^{BЫX}$, T_{Γ}^{BX} , $T_x^{BЫX}$, T_x^{BX} – температури холодного і гарячого потоків на вході і виході з апарату.

Розглянемо графіки ексергетичної втрати.

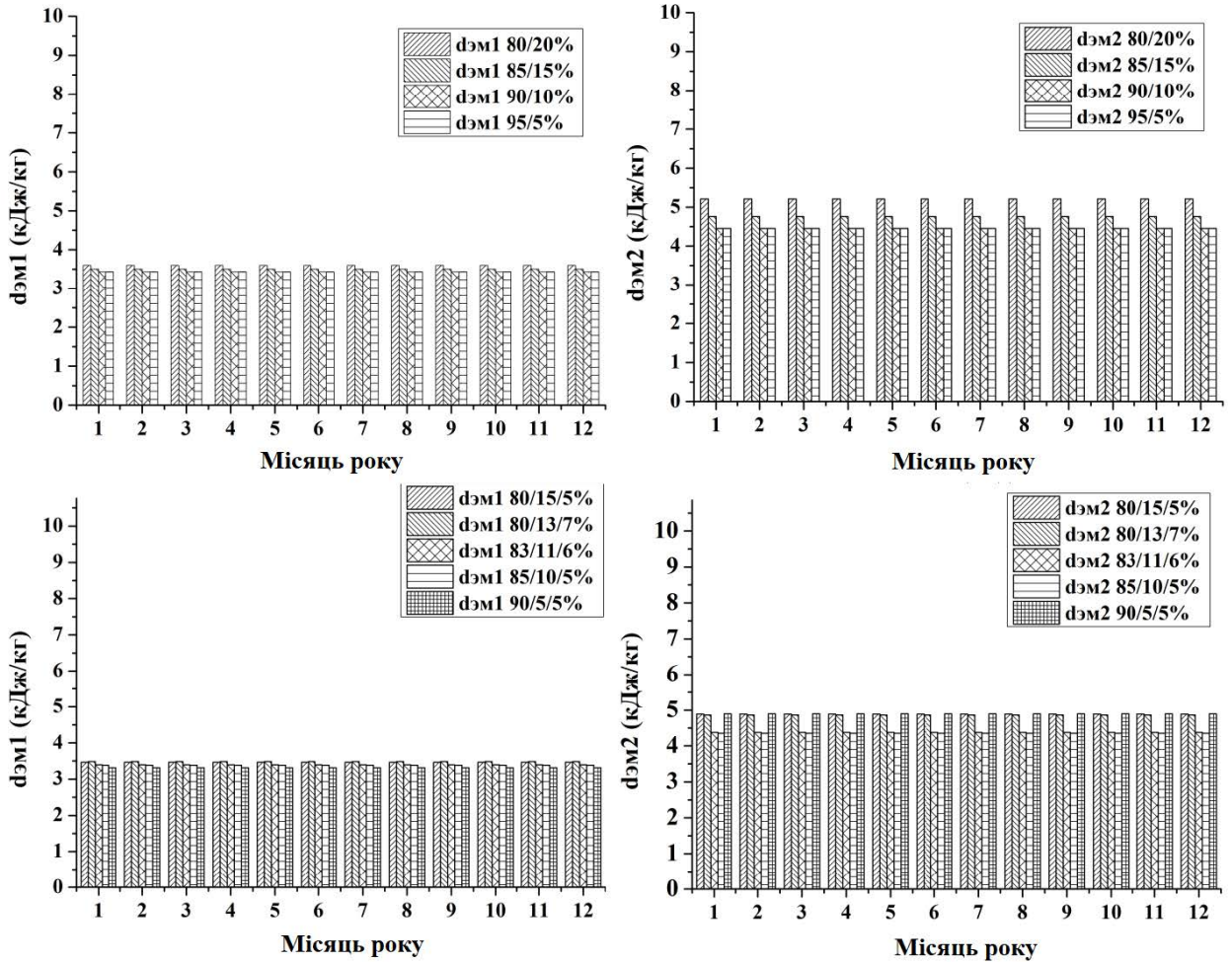


Рисунок 5.25 Питомі ексергетичної втрати в електродвигунах.

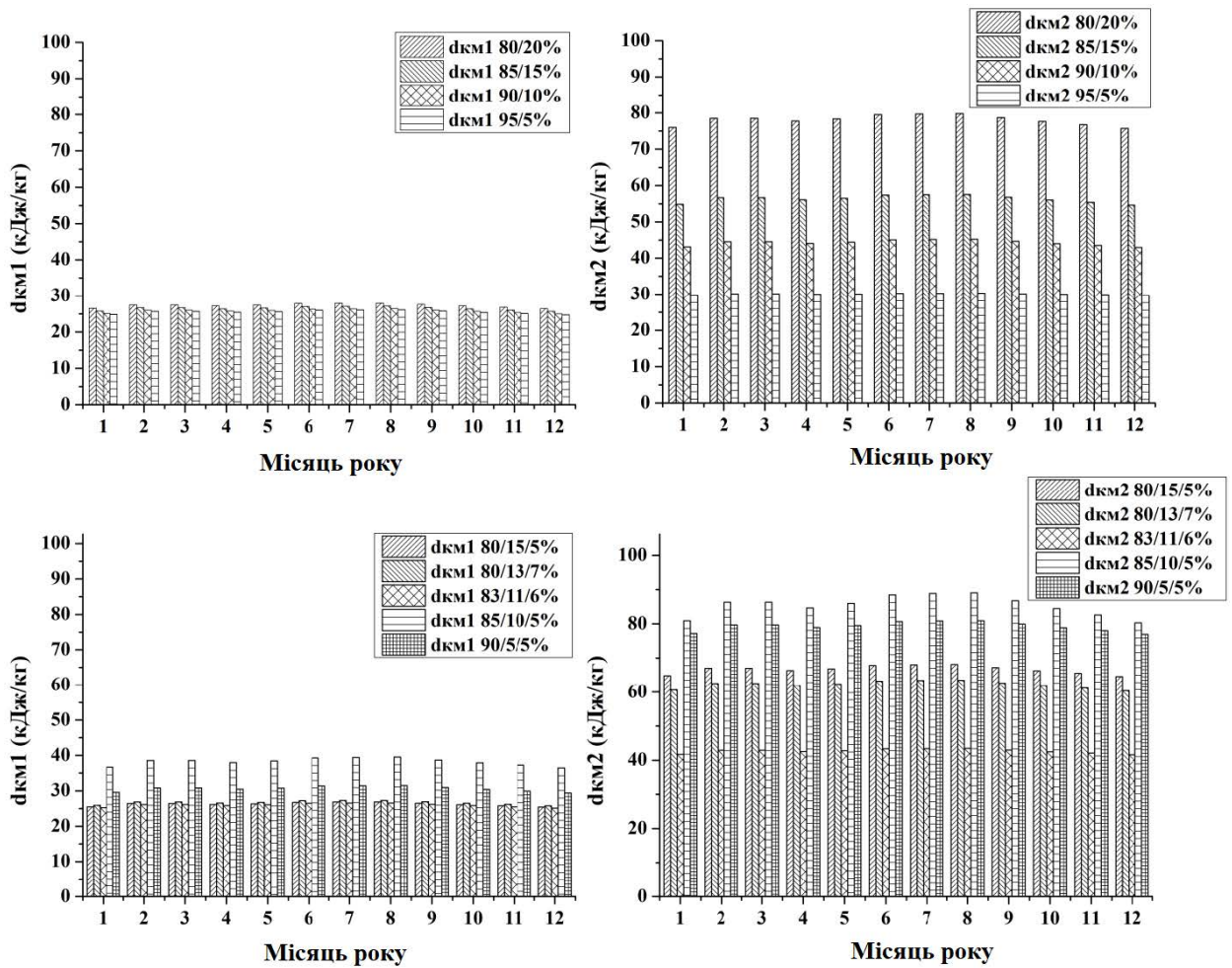


Рисунок 5.26 Питомі ексергетичної втрати в першій і другій секції турбокомпресора.

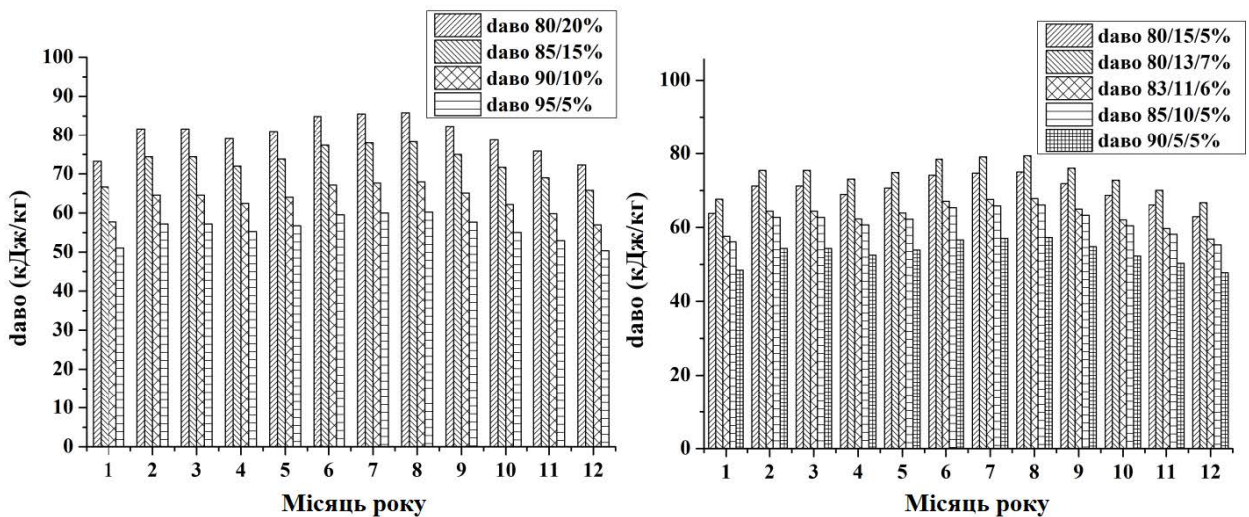


Рисунок 5.27 Питомі ексергетичної втрати в апараті повітряного охолодження.

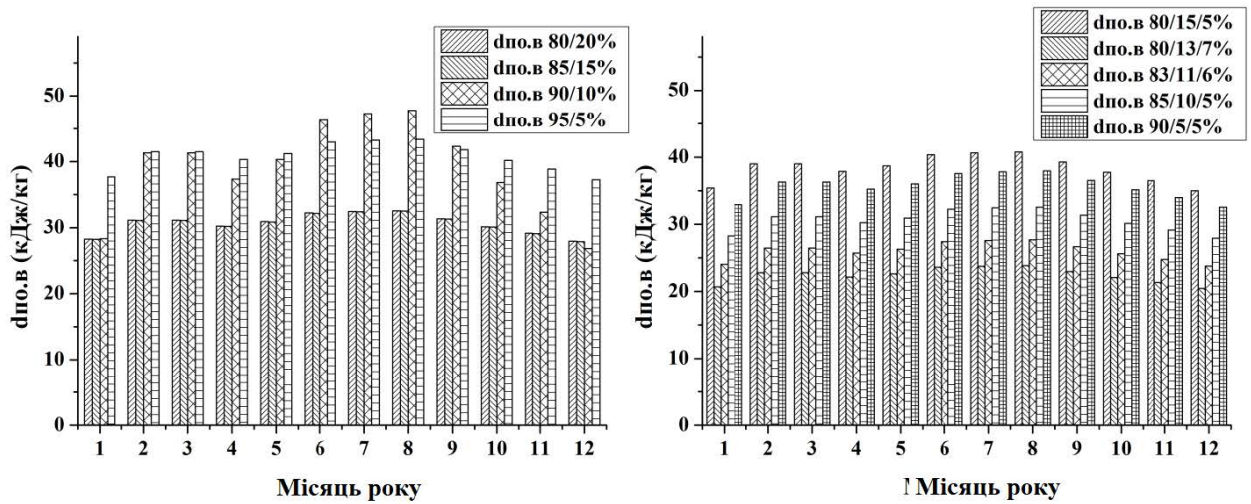


Рисунок 5.28 Питомі есергетичні втрати в переохолоджувачі високикиплячого холодоагенту.

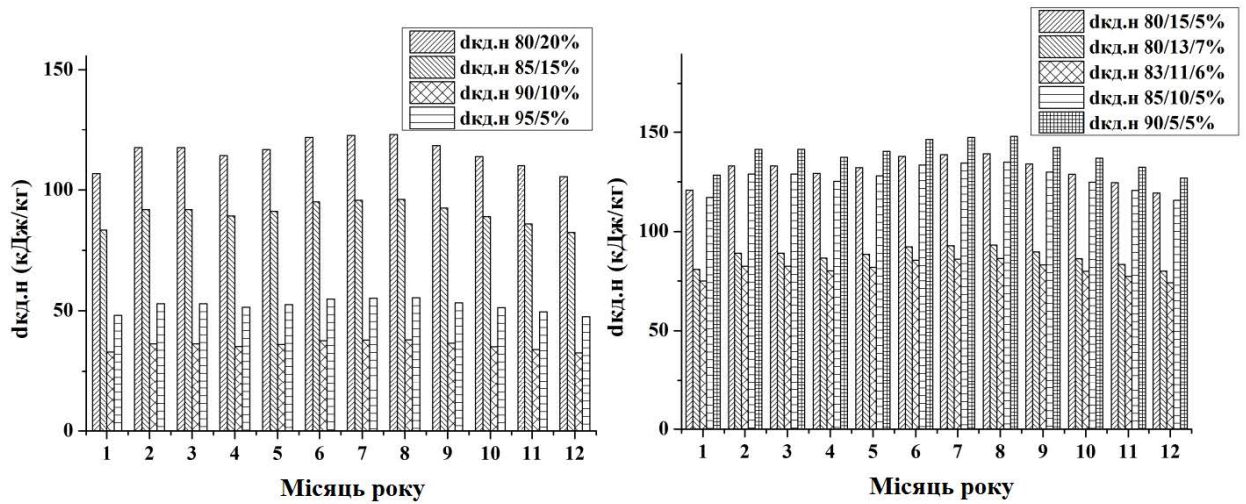


Рисунок 5.29 Питомі ексергетичні втрати в конденсаторі низькикиплячого холодоагенту.

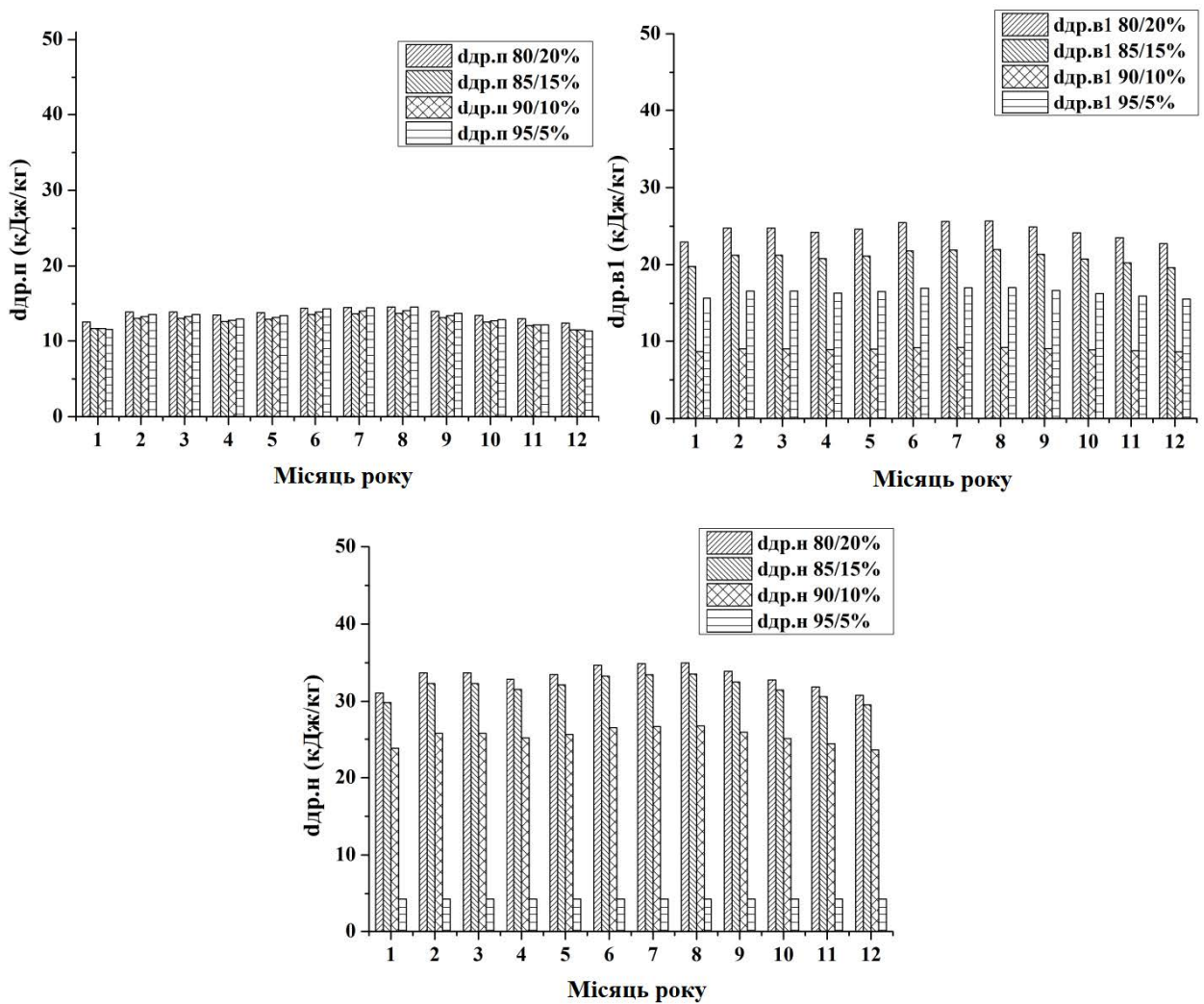


Рисунок 5.30 Питомі ексергетичні втрати в дресеях для суміші робочого тіла R290 / R170.

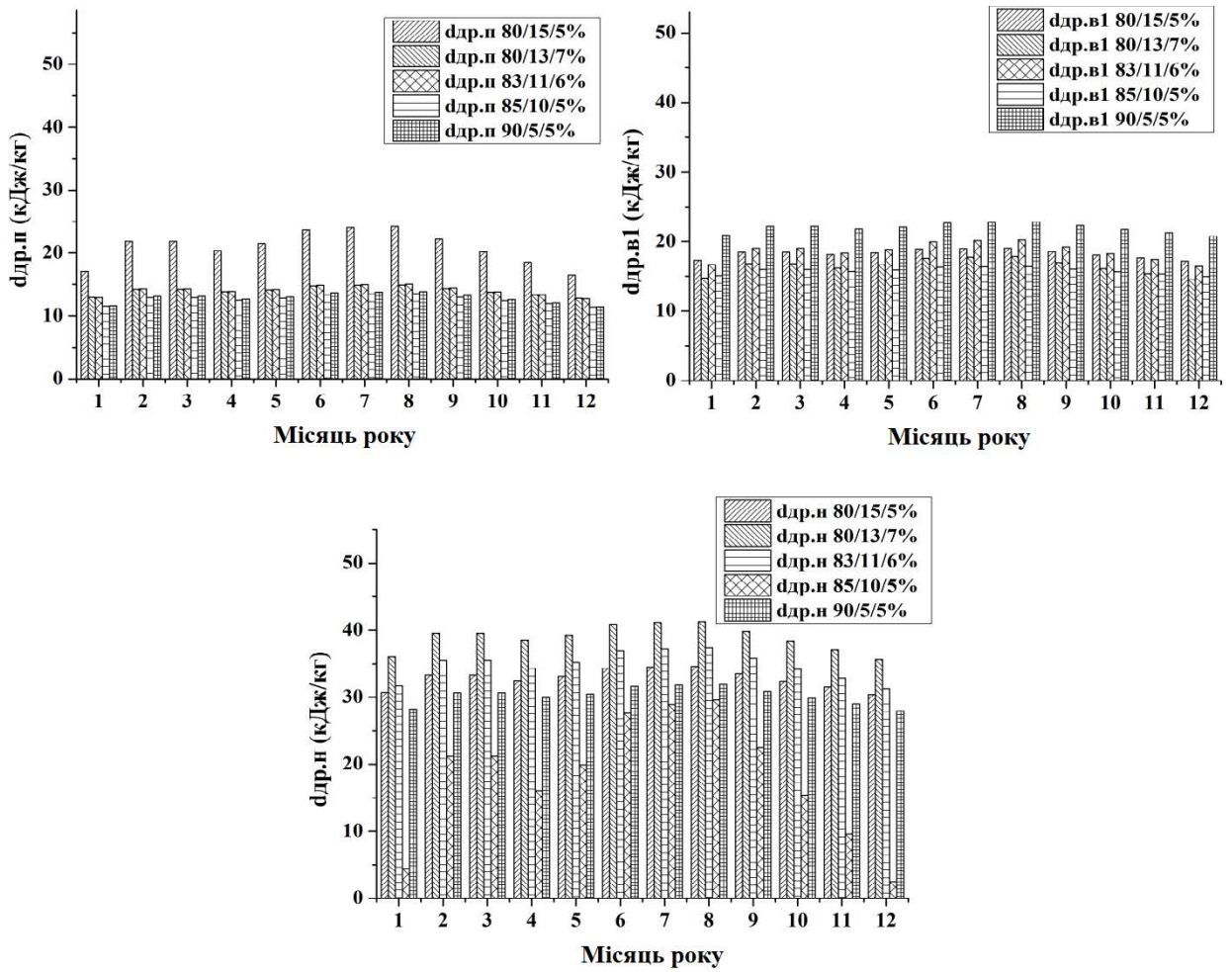


Рисунок 5.31 Питомі ексергетичні втрати в дреселях для робочого тіла R290 / R170 / R600a.

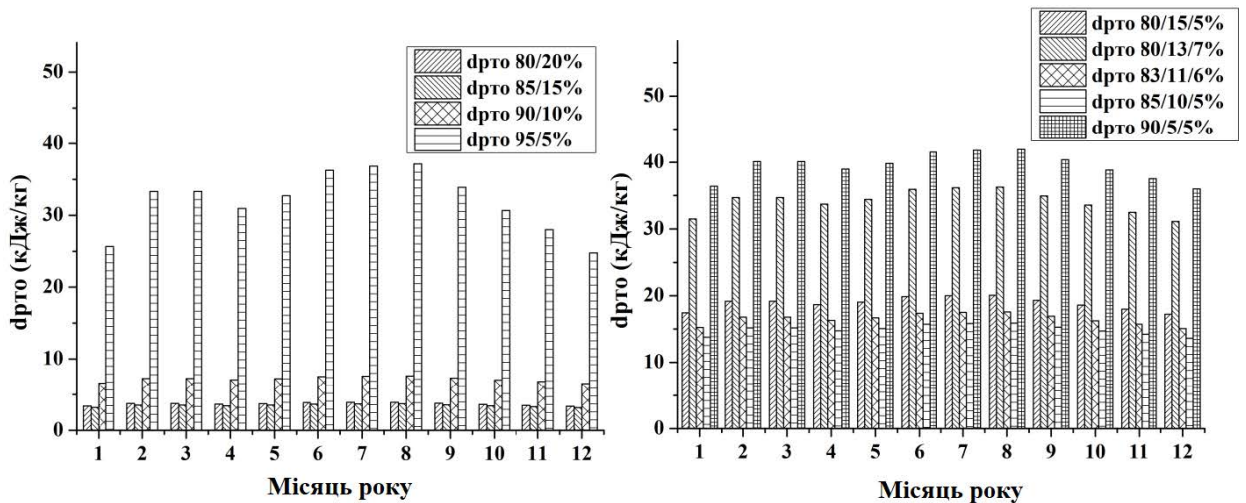


Рисунок 5.32 Питомі ексергетичні втрати в регенеративній теплообміннику.

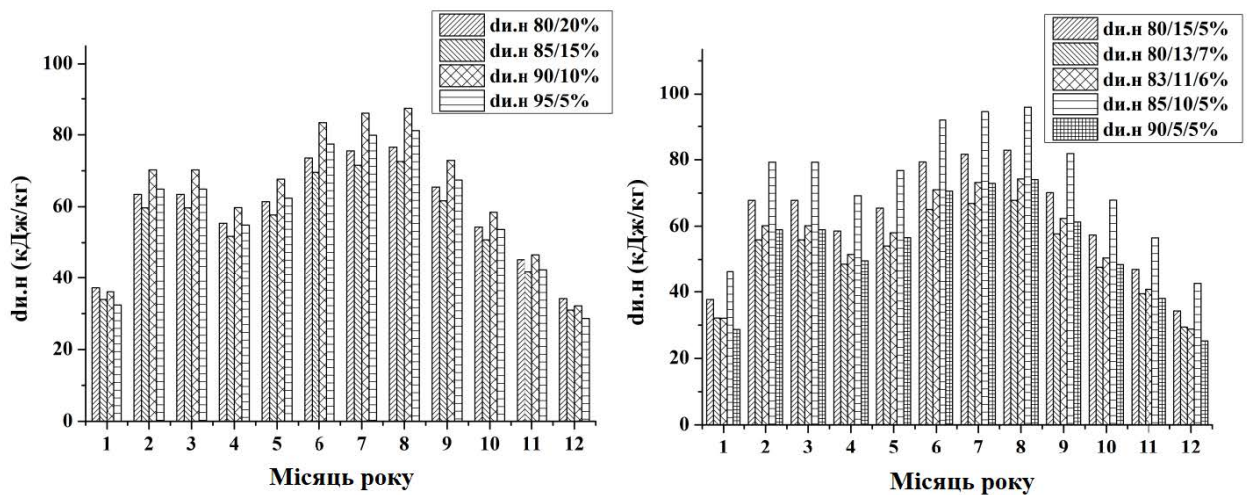


Рисунок 5.33 Питомі ексергетичні втрати в випарнику низькокиплячого холодоагенту.

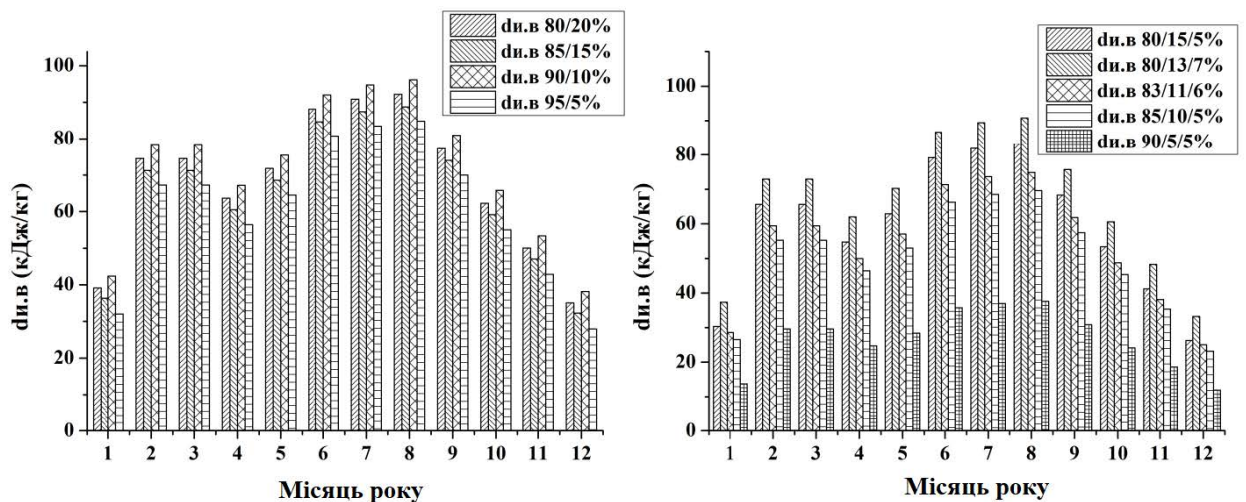


Рисунок 5.34 Питомі ексергетичні втрати в випарнику висококиплячих холодоагенту

Зі зменшенням концентрації пропану відбувається незначне збільшення величини ексергетичної втрат в електродвигунах при використанні двокомпонентного робочого тіла R290 / R170. При застосуванні суміші R290 / R170 / R600a ексергетичної втрати також значно не змінюються, однак при додаванні R600a при концентрації R290 / R170 / R600a 83/11/6 мас. % I 85/10/5 мас. % Ексергетичної втрати найменші.

При збільшенні частки низькокиплячого компонента відбувається збільшення ексергетичної втрат. При застосуванні трикомпонентної суміші робочого тіла при збільшенні частки низькокиплячого компонента

					Арк.
					107
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

відбувається збільшення ексергетичної втрат, найменші ексергетичної втрати спостерігаються при концентрації 83/11/6 мас. %.

На величину втрат АВО в найбільшій мірі впливає температура конденсації (охолодження потоку) для суміші пропан / етан температура охолодження становить від 26.14 °С для R290 / R170 80/20 мас. % До 43,5 °С для 95/5 мас%. Тому ексергетичної втрати АВО збільшуються зі збільшенням величини температурного напору.

Виходячи з виразу 5.17 втрати Переохолоджувач висококиплячих і низькокиплячого хладагентів а також в РТО залежать від кількості виробленої ентропії і масової витрати холодоагенту. Найменші ексергетичної втрати в Переохолоджувач висококиплячих холодоагенту досягаються при збільшенні концентрації пропану, однак зниження концентрації низькокиплячого компонента призводить до зменшення холодопродуктивності і температури захолаживання потоку газу. Найбільші втрати в Переохолоджувач висококиплячих холодоагенту спостерігаються при використанні концентрації 83/11/6 мас% і 80/13/7 мас%.

Конденсатор (переохолоджувач) низькокиплячого холодоагенту є протиточний теплообмінник в якому конденсується потік низькокиплячого холодоагенту, за рахунок сдросселірованої частини потоку висококиплячих холодоагенту, в разі якщо конденсація за рахунок умов навколишнього середовища не досяжна. Для теплообмінника такого типу мають місце ексергетичної втрати від кінцевої різниці температур, від незворотності теплообміну між потоками робочих тіл і від гідравіческіх опорів (не враховуємо). При роботі в режимі конденсатора втрати найбільші, поскільки різниця температур між температурними напорами потоків найбільша. Найменші втрати в Переохолоджувач низькокиплячого холодоагенту спостерігаються при використанні суміші 90/10 мас.%. Застосування трикомпонентної суміші дозволяє знизити величину сумарних ексергетичної втрат апарату.

						Арк.
						108
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У порівнянні з Переохолоджувач низькокиплячого холодоагенту ексергетичної втрати в РТО при застосуванні трикомпонентної суміші вище, ніж при використанні суміші пропан / етан. Це пояснюється виходячи з балансу теплообмінного апарату кількістю необхідного для переохолодження висококиплячих потоку тепла, а також температурним напором йде на переохолодження потоку висококиплячих холодоагенту.

Застосування суміші пропан / етан, пропан / етан / ізобутан з меншим вмістом низькокиплячого компонента дозволяє знизити величину ексергетичної втрат, проте також знижується і корисний ефект. Найбільш збалансованою концентрацією є 83/11/6 мас%, з точки зору оптимальної величини холодопроизводительности і ексергетичної втрат.

Найменші ексергетичної втрати в випарнику низькокиплячого холодоагенту при концентрації 85/15 мас%, з точки зору корисного ефекту ця концентрація також є найбільш оптимальною, також параметри циклу в цьому випадку найбільш збалансовані.

						Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

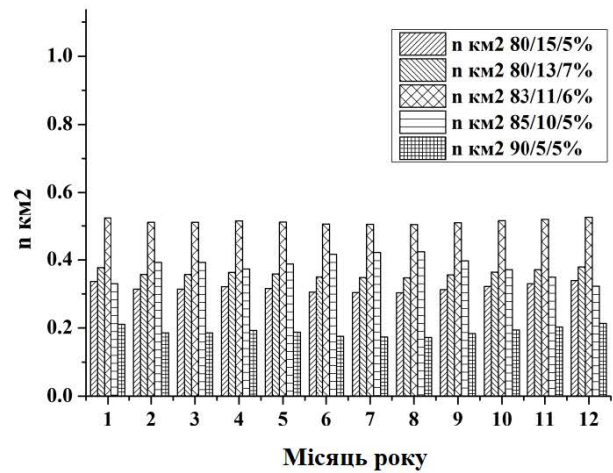
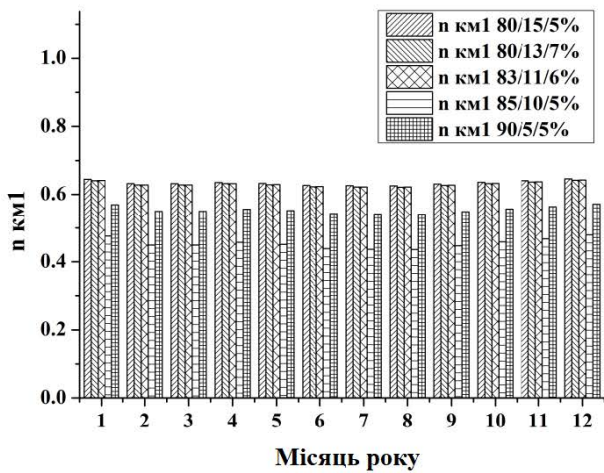
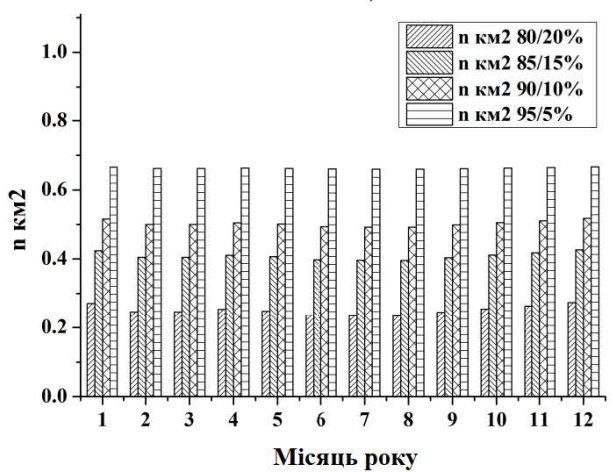
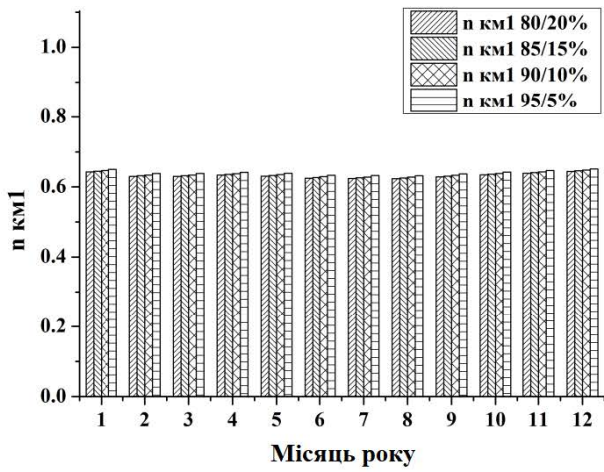


Рисунок 5.35 Ексергетичний ККД першої та другої секції компресора.

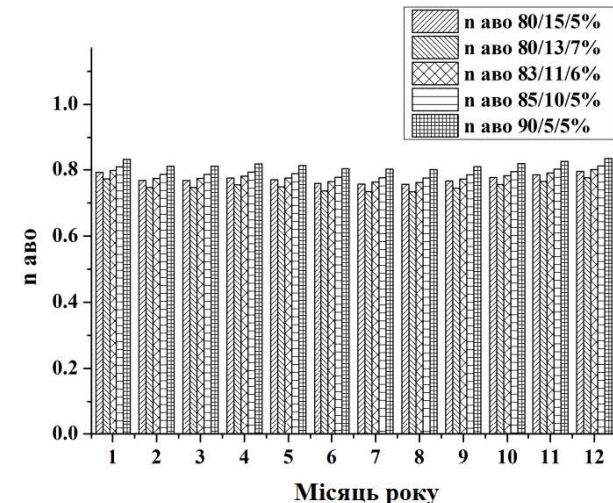
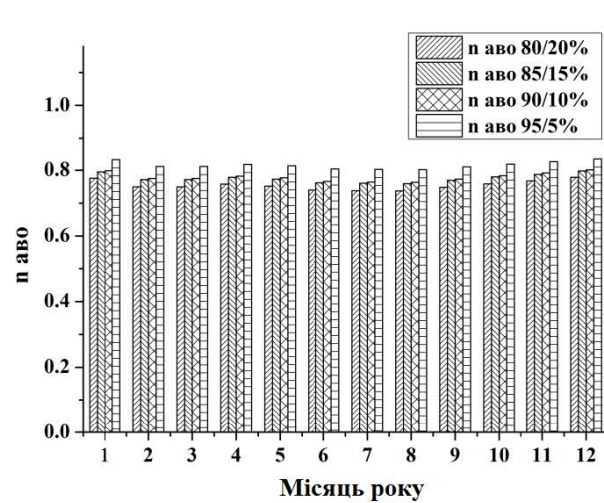


Рисунок 5.36 Ексергетичний ККД апарату повітряного охолодження.

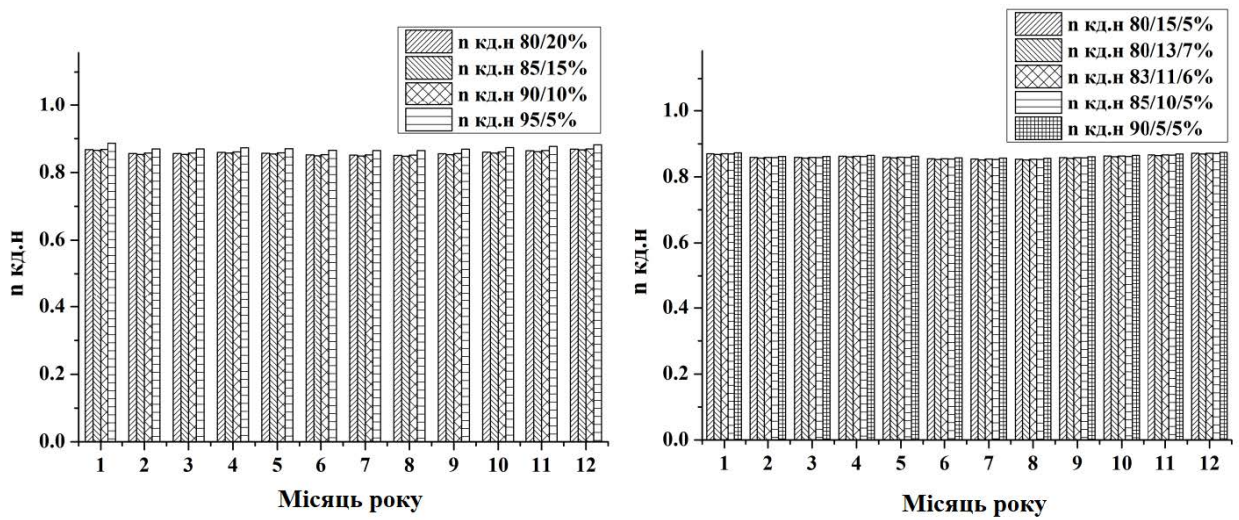


Рисунок 5.37 Ексергетичний ККД переохолоджувача низькокиплячого холодоагенту.

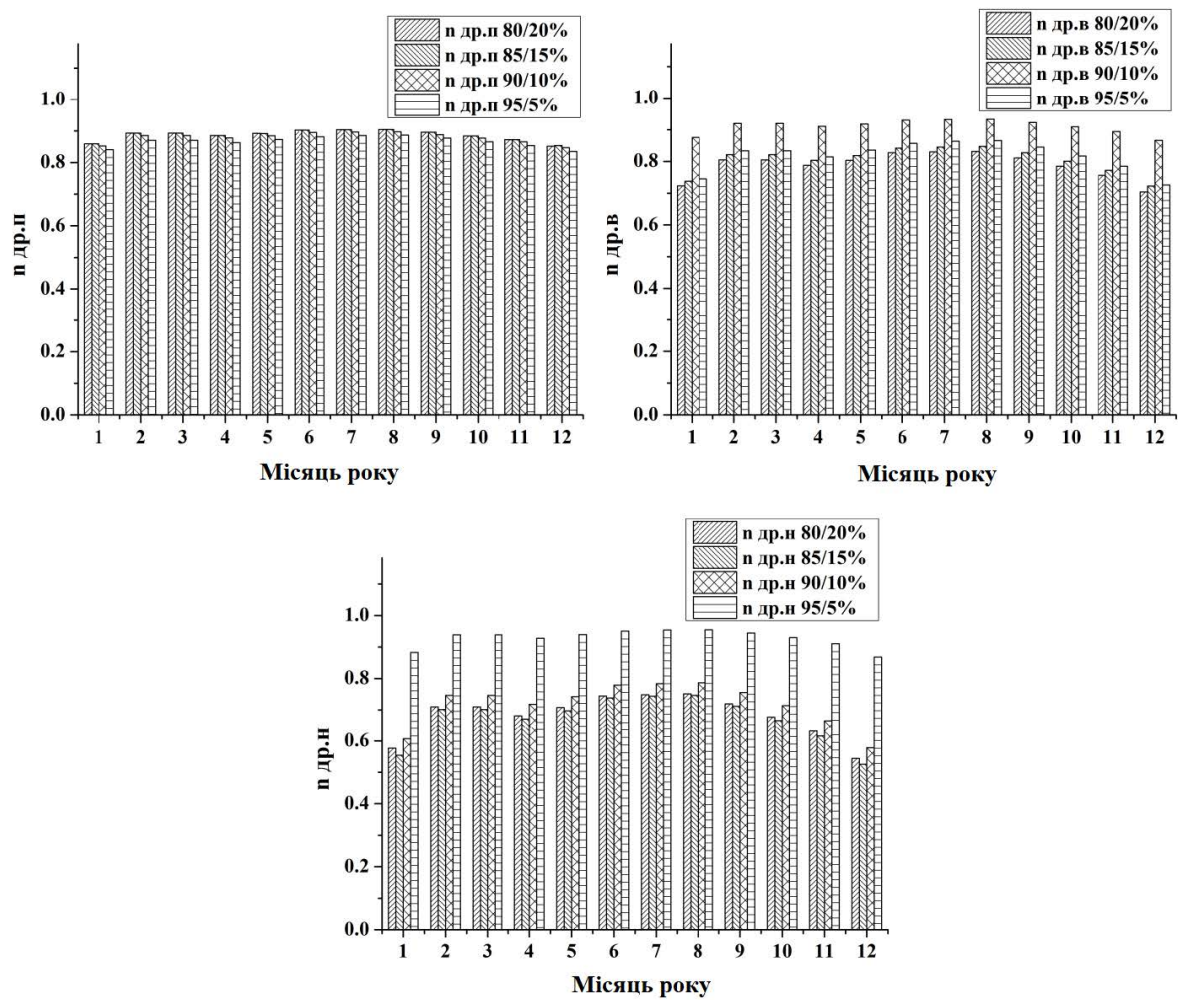


Рисунок 5.38 Ексергетичний ККД дроселів при використанні суміші пропан / етан.

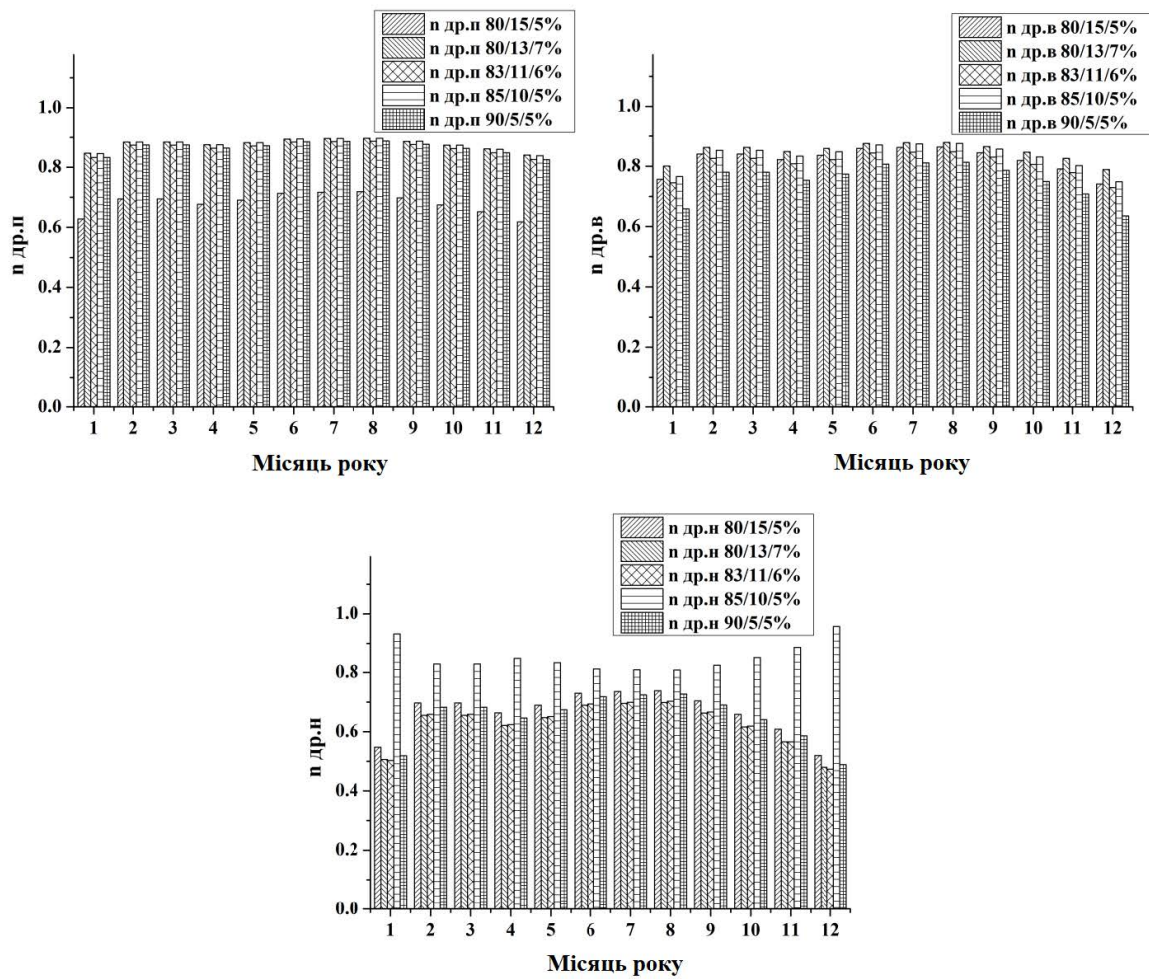


Рисунок 5.39 Ексергетичний ККД дроселів при використанні суміші пропан / етан / ізобутан.

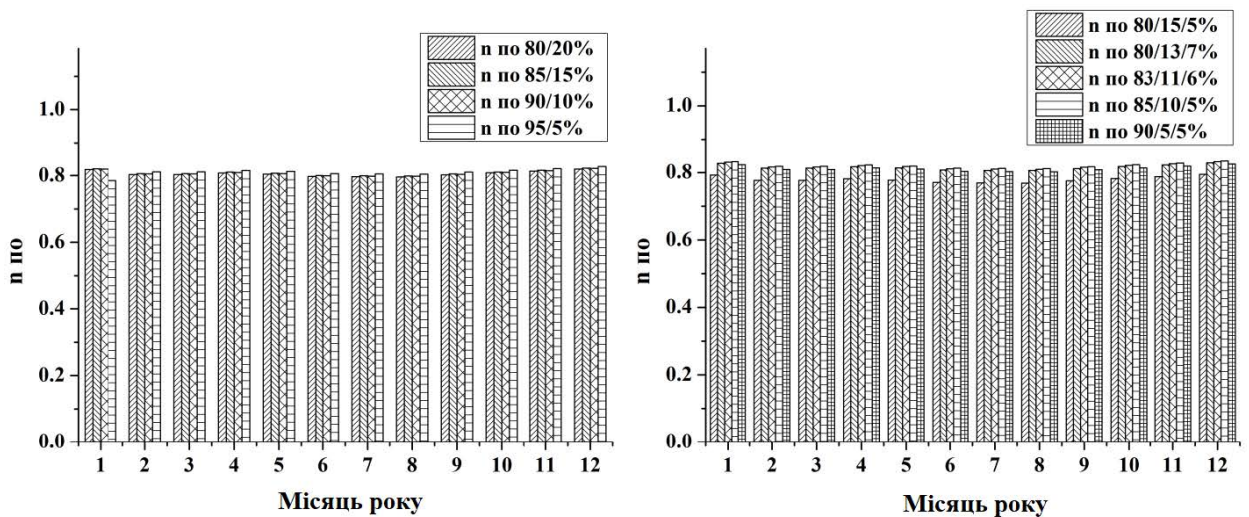


Рисунок 5.40 Ексергетичний ККД переохолоджувачі висококиплячого холодоагенту.

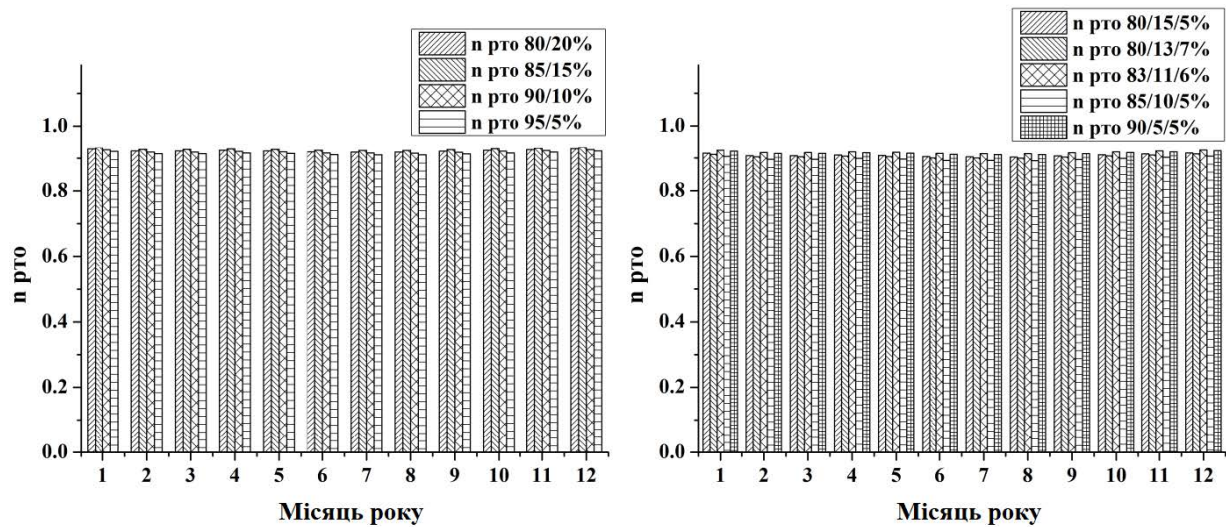


Рисунок 5.41 Ексергетичний ККД регенеративного теплообмінника.

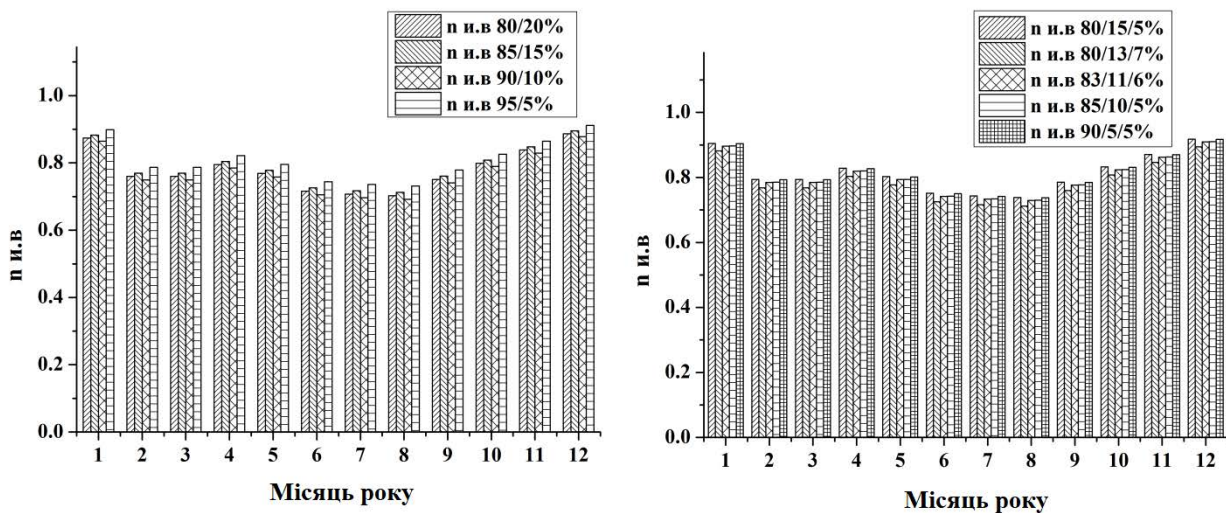


Рисунок 5.42 Ексергетичний ККД випарника висококиплячого холодоагенту.

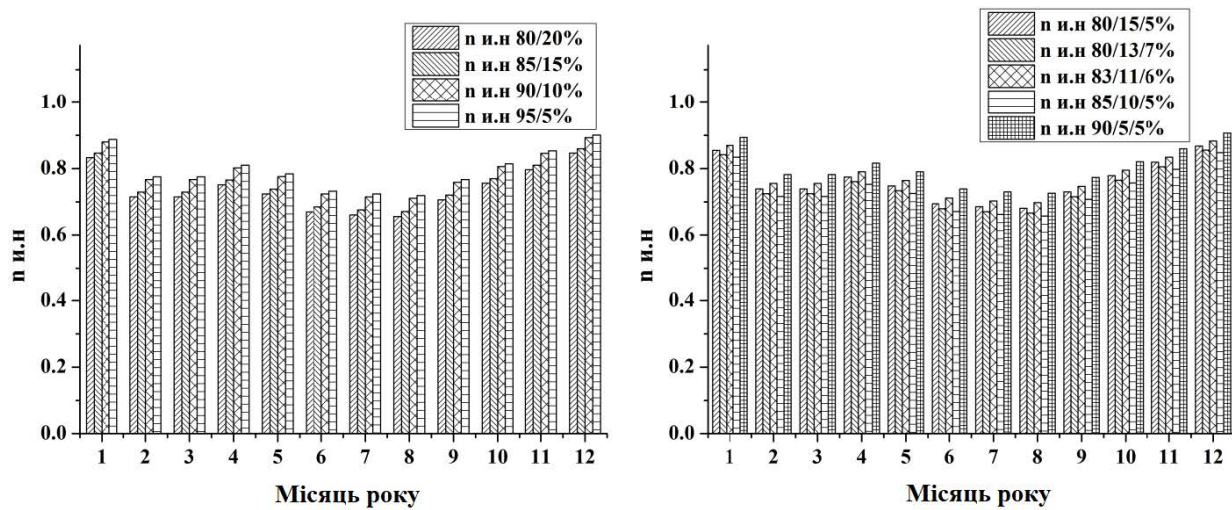


Рисунок 5.43 Ексергетичний ККД випарника низькокиплячого холодоагенту.

Висновки до розділу 5

Використання етану в якості другого компонента суміші на основі пропану дозволяє вирішити задачу зниження температурного рівня кипіння в установці Пху в складі комплексу низькотемпературної конденсації природного газу.

Холодильний цикл установки на суміші пропан / етан володіє більш високими значеннями холодильного коефіцієнта і питомої холодопродуктивності. При значенні концентрації етану 18% і більше настає зниження холодопродуктивності за повними параметрами в силу більшого значення питомої обсягу при однаковому об'ємної витрати, що призводить до зменшення масової витрати.

Кліматичні умови в місці розташування установки низькотемпературної конденсації природного газу дозволяють значно знизити температуру конденсації і в більш повній мірі використовувати потенціал холоду навколишнього середовища, особливо в осінньо-зимово-весняний період. Пропанова холодильна установка проектувалася з умови температури конденсації холодоагенту порядку +40 °С, що не відповідає умовам клімату північних районів.

Остаточного отримати дані про необхідні температурах конденсації при вибраних параметрах кипіння можна тільки лише на підставі характеристик турбомашини при спільній злагодженій роботі секцій компресора. Про номінальних енергетичних параметрах холодильної установки, що працює на суміші можливо говорити тільки при наявності характеристик компресора для цього робочого тіла.

Застосування циклу холодильної установки з поділом потоку холодоагенту на фракції, а також застосування неазеотропних робочого тіла дозволяє в більшій мірі використовувати потенціал навколишнього середовища при роботі установки. У разі підвищення середньомісячної температури повітря конденсацію низькокиплячого холодоагенту можна

							Арк.
							114
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

здійснювати за рахунок сдроселірованного до проміжного тиску потоку висококиплячих холодоагенту після сепаратора.

Застосування суміші пропан / етан масового співвідношення 80/20% мас. дозволяє домогтися найменших сумарних ексергетичної втрат, проте дане співвідношення суміші R290 / R170 програє по ряду характеристик. Так, наприклад, холодопродуктивність установки на суміші 80/20% становить 373 кВт, а при використанні суміші співвідношення 85/15% мас холодопродуктивність дорівнює 416 кВт.

Робота по динамічно-змінному режиму дозволяє збалансувати концентрацію холодильного агента таким чином, щоб ексергетичної втрати були найменшими. З графіків видно, що найбільш доцільним для застосування в літню пору року є суміш пропан / етан з концентрацією 95/5% мас. так як її повністю можна сконденсувати за рахунок температури навколишнього середовища, в зимовий же час року доцільніше застосовувати суміш з більшою концентрацією етану. Цей режим дозволяє використовувати значні коливання сезонних значень температур для організації роботи установки з мінімально можливою середньою температурою кипіння суміші при максимально можливої концентрації легкозакипаючої компонента.

Використання етану в якості низькокиплячого компонента суміші на дозволяє вирішити задачу зниження температурного рівня кипіння в холодтльній установці в складі комплексу низькотемпературної конденсації природного газу.

Холодильний цикл установки на суміші пропан / етан володіє більш високими значеннями холодильного коефіцієнта і питомої холодопродуктивності. При значенні концентрації етану 18% і більше настає зниження холодопродуктивності за повними параметрами в силу більшого значення питомої обсягу при однаковому об'ємної витрати, що призводить до зменшення масової витрати.

Кліматичні умови в місці розташування установки низькотемпературної конденсації природного газу дозволяють значно знизити температуру

									Арк.
									115
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

конденсації і в більш повній мірі використовувати потенціал холоду навколишнього середовища, особливо в осінньо-зимово-весняний період. Пропановая холодильна установка проектувалася з умови температури конденсації холодоагенту порядку $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$, що не відповідає умовам клімату північних районів.

Використання ексергетичного аналізу дозволяє визначити величину ексергетичної втрат в апаратах і елементах холодильної установки, а також дозволяє оцінити доцільність застосування тієї чи іншої концентрації суміші обраного робочого тіла. Дані ексергетичного аналізу є необхідними для подальших стадій оптимізації системи методом асоціацій ексергетичного аналізу і пинч-аналізу, для складання ексергетичної складових кривих.

						Арк.
						116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 6. Охорона праці

При переведенні холодильного обладнання на альтернативні холодильні агенти надзвичайно актуальною стає задача вибору робочого тіла, яке володіє високою екологічною чистотою та максимальною енергетичною ефективністю.

При умовах гострої енергетичної кризи в Україні задача вибору альтернативних робочих тіл для холодильного обладнання має пріоритетне значення, оскільки буде визначати конкурентоспроможність виробляемого холодильного обладнання, в значній мірі сприяти зниженню енергетичних витрат при виробництві штучного холоду.

Після детального дослідження можливих комбінацій холодильних агентів на каскадній холодильній установці ми зупинились на вуглекислоті (верхній каскад) і пропанові (нижній каскад).

Вуглекислота (CO_2) — належить до групи загальноотруйної дії. Маючи спорідненість до гемоглобіну приблизно в 300 разів вищу, ніж у кисню, витісняє його з неміцної сполуки з гемоглобіном і разом із цим блокує дихальні ферменти, що перешкоджає переносу кисню, його передачі і засвоєнню тканинами. Сполука CO_2 із гемоглобіном називається карбоксигемоглобін. Наростання кількості карбоксигемоглобіну в крові призводить до гіпоксії, а потім аноксії — припинення тканинного дихання, що веде до тяжких уражень та смерті.

Оксид вуглецю не має подразнюючої дії і його неможливо визначити по запаху. CO_2 — це безбарвний газ, без смаку, іноді з дуже слабким часниковим запахом. Густина за повітрям 0,96. В суміші з киснем вибухає. Майже не поглинається активовані вугіллям, тобто звичайні протигази марні.

Гранично допустима концентрація CO_2 у повітрі: 1,7-2,3 мг/л — небезпечна після годинного впливу 4,6 мг/л і вище — смерть при експозиції менше, ніж за годину.

						Арк.
						117
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пропан, C_3H_8 , насичений вуглеводень; безбарвний горючий газ, без запаху; температура спалахування $187,7\text{ }^\circ\text{C}$, температура кипіння $-42,1\text{ }^\circ\text{C}$; межі вибуховості в суміші з повітрям $2,1\text{—}9,5\%$ (за об'ємом); міститься в природних і попутних нафтових газах, в газах, що отримуються з CO і H_2 , а також при переробці нафти. У промисловості каталітичним дегідруванням пропану отримують пропилен, нітрацією — нітрометан (у суміші з ніроетаном і нітропропаном); пропан використовують також як розчинник (наприклад, при депарафінізації нафтопродуктів), в суміші з бутаном — як побутовий газ.

Класифікація приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом. Згідно нормативному документу «Правила устрою і безпечної експлуатації холодильних установок» категорія приміщень лабораторних установок по вибуховій, вибухово-пожежній і пожежній небезпеці, по мірі небезпеки поразки електричним струмом відповідає Сніп 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ (Правила устрою електроустановок). Згідно «Правил улаштування електроустановок» холодильна установка відноситься до приміщень напругою до 1000В

Випробування посудів, працюючих під тиском.

Сосуди підлягають технічному освідоцтву: внутрішньому огляду, гідравлічним випробуванням (оскільки вони встановлені перед пуском в роботу), внутрішньому нагляду у раз на два роки, гідравлічним випробуванням – один раз на вісім років.

При гідравлічному випробуванню пробним тиском час витримки сосуда залежить від товщини стінки сосуда: до 50мм – 10хв , $50 \div 100\text{мм}$ – 20хв , більш ніж 100мм – 30хв . Вилиті сосуди, незалежно від товщини стінки витримують під пробним тиском 60хв . Сосуд вважається витримавшим випробування, якщо не виявлено ознак розривів, течі, сльозок, в зварювальних з'єднаннях і основному металі, видимих залишкових деформацій.

Основні вимоги до конструкції сосуда наступні: надійність, безпека в експлуатації, можливість проведення оглядів, очистки, промивання та ремонту.

						Арк.
						118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Випробовування на міцність та щільність проводимо повітрям. Тиск поетапно збільшуючи із зупинками через 0,3МПа. На стороні нагнітання - тиск 2,5МПа, а на стороні всасування – 2МПа. Тиск утримуємо протягом 5хв. після чого знижуємо до максимального робочого. на стороні нагнітання – 2МПа, на стороні всасування – 1,6МПа утримуємо протягом 15годин. У перші три години здійснюється вирівнювання температури та тиску. Наступні 12годин не припускається зміна тиску по манометру класу 1,5 , після цього систему вакуумуємо до залишкового тиску 5,3КПа і утримуємо протягом 18 годин. В перші 6 годин припускається підвищення тиску, але не вище ніж на 50% від початкового вакуумування.

Розрахунок та підбір запобіжного клапану.

Апарати та сосуди із безпосереднім охолодженням мають пружинні запобіжні клапани у відповідності з вимогами «правил устрою та безпечної експлуатації сосудів, що працюють під тиском». Установка запорної арматури між апаратом та запобіжним клапаном заборонена. Необхідна установка переключаючогося вентиля із двома запобіжними клапанами.

Випуск холодильного агента в атмосферу через запобіжний клапан виконуємо за допомогою трубопроводу, виведеного на один метр вище конька даху самої високої будівлі у радіусі 50 метрів від лабораторії.

Пропускную спроможність клапана вибираємо із врахуванням максимально можливого утворення в сосуді та надходженню до нього пару з живильного джерела, при відсутності розходу із сосуда.

$$M = \mu \cdot F \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)},$$

де $\mu = 0,6$ – коефіцієнт розходу;

F – площа перерізу клапану, м²;

β – коефіцієнт, залежний від показника адіабати;

ρ – щільність середовища для параметрів P_1 та t_1 ;

P_1 – максимальний абсолютний тиск перед запобіжним клапаном, Па;

$P_2 = 0,1 \cdot 10^6$ – тиск поза запобіжним клапаном, Па.

						Арк.
						119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа перерізу клапана (для компресора верхнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2) \cdot 10^6}}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 6,08 \cdot (0,299 - 0,1) \cdot 10^6}} = 0,4588 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4588 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,024 \text{ м, приймаємо } d_y = 30 \text{ мм.}$$

Площа перерізу клапана (для компресора нижнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2) \cdot 10^6}}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 14,28 \cdot (0,6 - 0,1) \cdot 10^6}} = 0,188 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,188 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0155 \text{ м, приймаємо } d_y = 20 \text{ мм.}$$

Не рідше одного разу на 12місяців запобіжні клапани перевіряємо на стенді на спрацювання, а потім опломбовуємо.

Контрольно-вимірювальні прилади.

В приміщенні лабораторії використовуємо манометри класу точності 1,5 і встановлюємо їх таким чином щоб виключити вібрацію та щоб їх показники було чітко видно, циферблат розташовуємо вертикально або з нахилом в перед до 30°.

Манометри і мановакуметри, встановлені на висоті 3-5 метрів від рівня обслуговування мають діаметр не менш 0,2метрів. Усі встановлені манометри опломбовані та мають тавро перевірки. Перевірка манометрів здійснюється щорічно. Терміні держперевірки – 1рік.

Організація безпечної експлуатації холодильної установки лабораторії.

До обслуговують холодильну установку особи, не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд та які мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

						Арк.
						120
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- по експлуатації холодильної установки;
- для слюсарів КВП (контрольно-вимірювальні прилади) та автоматики;
- по автоматизації холодильної установки.

До самостійного обслуговування холодильної установки машиністи допускаються тільки після проходження стажування терміном не менше 1 місяця, в результаті якого вони опановують обслуговування конкретної установки та підтримці нормальних режимів її роботи та відповідної перевірки знань.

Стажування проводиться досвідчені наставники. Допуски до стажування та самостійної роботи здійснюються розпорядженням по лабораторії. Персонал, працюючий в лабораторії проходить інструктаж з охорони праці.

Заправка холодильних установок холодильним агентом.

Перед заповненням холодильної установки холодильним агентом перевіряємо, щоб в балоні містився відповідний холодильний агент. Перевірка проводимо по величині тиску пари холодильного агенту при температурі балона , рівній температурі навколишнього повітря. Перед перевіркою балон знаходиться в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодильного агенту від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насиченої пари.

Забороняється заповнювати холодильну установку холодильним агентом, що не має документації, підтверджуючої його якість.

Відкриваємо колпачкову гайку на вентилі балона в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балона має бути направлений убік від працівника. .

Не допускається залишати балони з холодильним агентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї холодильного агенту.

Заповнення холодильним агентом виконують організації - виготовлювачі, якщо це не заперечує документація на установку.

						Арк.
						121
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поповнення установок холодильним агентом виконується відповідно до вимог, викладених в інструкції організації-виготовлювача. Балони з холодильним агентом зберігаються на спеціальному складі.

Балон забороняється поміщати біля джерел тепла і токоведущих кабелів і дротів. Норма заповнення не перевищує допустимих значень, вказаних, зокрема, в Правилах пристрою і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском. Перевірка наповнення балонів виконується зважуванням. Первинне заповнення холодильної установки холодильним агентом оформляється актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодильного агенту).

Пожежна профілактика.

Границі вогнестійкості будівельної конструкції, яка визначається від початку випробування конструкції на вогнетримкість до виникнення до однієї із наступних ознак: утворення в конструкції наскрізних тріщин або наскрізних отворів, через які проникають продукти горіння або полум'я, підвищення температури на непідігріваній поверхні конструкції більше ніж на 180°C у порівнянні з температурою до випробування; втрата конструкцією несущої спроможності (завалення).

						Арк.
						122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 7. Техніко-економічні показники роботи.

Організаційне обґрунтування проекту. Класифікаційна оцінка різновиду проекту.

клас – монопроект;

тип – технічний;

вид – освітньо-науковий;

тривалість – короткостроковий;

складність – простий;

рівень – галузевий.

Визначення мети й результатів роботи.

Мета – дослідження і розробка каскадної холодильної системи працюючої на вуглекислоті і пропанові.

Результати:

- а) розрахунки вартості розробки і дослідження каскадної машини ;
- б) установка, монтаж, налагодження й перевірка ситеми холодильного обладнання;
- в) технічна документація й паспорт, посібник з експлуатації.

Життєвий цикл проекту:

Фаза концепції проекту:

- а) збір даних і аналіз сучасного стану на ринку робочих тіл;
- б) установлення потреби в результатах;
- в) твердження концепцій.

Фаза розробки:

- а) установлення ділових контактів і вивчення цілей, мотивів і вимог замовника й власника;
- б) розвиток концепцій, планування предметної області й інших елементів проекту;
- в) розробка зведеного плану.

						Арк.
						123
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фаза реалізації:

- а) організація виконання робіт;
- б) детальне проектування й технічні специфікації;
- в) інформаційний контроль над виконанням робіт;
- г) керівництво й координація робіт, регулювання основних показників проекту;
- д) підтвердження закінчення робіт.

Фаза завершення:

- а) експлуатаційні випробування остаточного продукту проекту;
- в) підготовка документів і здача холодильної установки замовникові;
- г) оцінка результатів проекту й підведення підсумків;
- д) підготовка підсумкових документів і закриття проекту.

Визначення навколишнього середовища проекту (зовнішнє, внутрішнє) і учасників проекту.

Учасники:

- 1) замовник проекту;
- 2) команда проекту;
- 3) керівник проекту;
- 4) контрагенти проекту;
- 5) рецензори проекту;
- 6) органи влади;
- 7) виробники й споживачі кінцевого продукту.

Зовнішні фактори:

- політична стабільність; підтримка проекту урядом;
- джерела інвестицій і капітальних вкладень;
- тарифи й податки; рівень цін; рівень життя й умови;
- відношення місцевого населення до проекту;
- рівень розвитку фундаментальних і прикладних наук;
- рівень інформаційних технологій і комп'ютеризації;

						Арк.
						124
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- енергетичні системи;
- Внутрішні фактори:
- постачальники ресурсів ;
 - розвиток банківської структури ;
 - засобу масової інформації.

Економічний розрахунки.

Метою цього розділу є техніко-економічна оцінка пропонованого об'єкту й доведення економічної доцільності запропонованого варіанту.

Розрахунки капітальних вкладень.

Капітальні витрати складаються з витрат на устаткування, розробку проекту й витрат на матеріали(вуглекислота, пропан).

$$K = C_{об} + C_{ниш} + C_{мат}, \text{ грн,}$$

де: $C_{об}$ - вартість обладнання;

$C_{ниш}$ -вартість наукових досліджень;

$C_{мат}$ – вартість матеріалів.

1) Вартість устаткування визначаємо по прейскуранту й зводимо в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 «Вартість устаткування»

№ п/п	Найменування устаткування і його характеристика	Од.вим	Кіл-ть	Вартість од.обл.(євро)	Загальна вартість обл.(євро)
1	Компресор	шт	4	60-70 тис	130000
2	Конденсатор	шт	2	9250	18500
3	Теплообмінник	шт	2	2050	4100
4	Конденсатор - випаровувач	шт	1	3000	3000
Сумарна вартість устаткування		155600 євро (4473500 грн.)			

						Арк.
						125
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вартість іншого обладнання 10%	447350 грн.
Розрахункова вартість устаткування	4473500 грн.
Витрати на впакування, тран-ку 15%	671025 грн.
Витрати на монтаж 20%	894700 грн.
Усього вартість устаткування	6486575 грн.

Тоді капітальні вкладення по проекту складуть:

$$K_{\text{хол}} = 447350 + 4473500 + 671025 + 894700 = 6486575 \text{ грн};$$

Розрахунки експлуатаційних витрат.

Розрахунки собівартості виробництва тепла.

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали".

До допоміжних матеріалів відносяться:

а) холодильний агент;

б) змащувальні матеріали,

Розрахунки вартості річного споживання холодильного агенту.

$$C_{\text{з.а.}} = G_a \cdot C_a, \text{ грн},$$

де: G_a - річне поповнення системи холодильним агентом, т;

C_a - ціна холодильного агента за 1т, грн/т;

Річне споживання холодильного агенту при ремонті.

$$G_a = \frac{q_{\text{х.а.}} \cdot Q_{\text{от}} \cdot k'}{1000}, \text{ т},$$

де: k' - коефіцієнт враховуючий втрати холодильного агента при ремонтних роботах;

$q_{\text{х.а.}}$ - питома норма витрати холодоагенту, кг/1000 кДж;

$$G_a = \frac{0,00043 \cdot 3,4 \cdot 10^8 \cdot 1,2}{1000} = 175,5 \text{ кг};$$

					Арк.
					126
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$$C_{z.a.} = 175,5 \cdot 1100 = 193.050 \text{ грн};$$

Розрахунки вартості річного споживання мастильних матеріалів.

$$G_m = \frac{(q_m \cdot z \cdot t) \cdot t / t'}{1000}, \text{ Т},$$

де: z - сумарна кількість компресорів;

q_i - норма часового витрати масла на, кг;

t - річний час роботи компресора, година;

t' - нормативний час через яке повинне мінятися масло (у середньому раз у рік);

$$C_m = G_m \cdot C_m, \text{ грн},$$

де: C_m - вартість 1т мастильних матеріалів, грн/т;

$$G_m = \frac{(0,012 \cdot 4 \cdot 5528) \cdot 5528 / 10000}{1000} = 0,147 \text{ Т};$$

$$C_m = 0,147 \cdot 115000 = 16905 \text{ грн};$$

Розрахунки витрат по статті "Допоміжні матеріали" зводимо в табл. 7.2

Таблиця 7.2 "Допоміжні матеріали".

№ пп	Стаття витрат	Витрати, грн
1	Вартість холодильного агенту	193050
2	Вартість мастильних матеріалів	16905
РАЗОМ		209955
Інші невраховані витрати (0,5%)		10498
УСЬОГО		220453

Розрахунки витрат по статті "Електроенергія".

Розрахунки річних витрат на електроенергію робимо по наступній залежності:

$$C_{z.эл.} = N_y \cdot n_z \cdot n_\rho \cdot n_{дон} \cdot T \cdot C_{эл.}, \text{ грн},$$

де: N_y - установлена потужність холодильної установки, кВт;

$n_z, n_\rho, n_{дон}$ - коефіцієнти завантаження електродвигуна по потужності, облік витрат електроенергії в межах підприємства, $n_c = 0,85$; $n_\rho = 1,06$;

					Арк.
					127
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

T - річний фонд робочого часу ХУ, година за рік.

$C_{\text{эл}}$ - тариф за 1 квт-ч споживаної енергії, грн/кВт·ч;

$$C_{\text{ел}} = 172.8 \cdot 0,85 \cdot 1,06 \cdot 3132 \cdot 1,68 = 819219 \text{ грн.}$$

Амортизація встаткування .

Амортизація встаткування (15% від вартості встаткування):

$$C_{\text{а.об}} = \frac{C_{\text{об}} \cdot 15}{100} = \frac{4473500 \cdot 15}{100} = 671025 \text{ грн.}$$

Витрати на поточний ремонт устаткування.

Ухвалюються в розмірі 5,5% від вартості встаткування

$$C_{\text{пр}} = 4473500 \cdot 0,055 = 246043 \text{ грн.}$$

Усі статті витрат зводимо в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 Калькуляція собівартості холоду.

№ п/п	Статті витрат	Сума, грн
1	Допоміжні матеріали	220453
2	Електроенергія	819219
3	Амортизація встаткування	671025
4	Витрати на поточний ремонт	246043
РАЗОМ:		1956740

Розрахунки експлуатаційних витрат по об'єкту.

Включає наступні статті витрат:

1. Виробництво холоду.
2. Невраховані витрати

Ухвалюються в розмірі 10% від вищезгаданих витрат.

1. Виробництво холоду : 1956740 грн.

2. Невраховані витрати: 195674 грн.

РАЗОМ: ($C_{\text{пр}} + C_{\text{н}}$) = 2152414 грн.

Розрахунки річного економічного ефекту.

						Арк.
						128
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина економічного ефекту від впровадження каскадної установквки,
у порівнянні з установкою на каскаді фреон - фреон.

$$\Delta_r = (C_1 - C_2) - E_H (K_2 - K_1)$$

Δ_r - економічний ефект від реалізації проекту,

C_1, C_2 - річні поточні витрати, для установки на фреонах і CO2-пропан відповідно,

$C_1 = 4473500 + 58938 = 4532438$ грн. (річні поточні витрати для проекту каскадної схеми фреон-фреон містять у собі : всі затрати на аналогічну установку і вартість PTO2)

$C_2 = 4473500$ грн. (річні поточні витрати для проекту на базі досліджуваної схеми)

K_1, K_2 - капітальні витрати,

$K_1 = 6486575$ грн. (капітальні витрати на устаткування, його установку, монтаж, налагодження установки працюючої на фреонах).

$K_2 = 6401115$ грн. (капітальні витрати для проекту на базі досліджуваної машини).

E_H - нормативний коефіцієнт економічної ефективності,

$$E_H = 0,2$$

$$\Delta_r = (4532438 - 4473500) - 0,2(6486575 - 6401115) = 17092 \text{ грн}$$

Висновок.

Економічний розрахунок каскадної холодильної установки працюючої на парі холодильних агентів вуглекислота – пропан показує її економічну ефективність, порівняно із аналогічною на фреонах, в розмірі 17092 грн в рік. Хоча дана сума є несуттєвою (3,8% сумарних капітальних затрат) доцільність її розробки аргументується мінімальним впливом на екологію.

						Арк.
						129
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Висновки та рекомендації.

Прийняті міжнародними комітетами заходи, по запобіганню руйнування шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері із-за викидів холодительних агентів привели, до радикальних змін в технологіях кондиціювання повітря і штучного охолодження.

У зв'язку з цим виконано велике число розробок; вже доступний щонайширший діапазон компресорів і устаткування для різних альтернативних холодительних агентів.

Завдяки сприятливим для довкілля характеристикам, низькій токсичності і привабливим фізико-хімічним властивостям, у випадку "докритичного" функціонування, вуглекислота (CO₂) вибрана як холодительний агент нижнього каскаду досліджуваної установки. При звичайному низькотемпературному використанні видно особливо високу питому холодопродуктивність CO₂ порівняно із іншими холодительними агентами.

Навіть із врахуванням того, що каскадні системи володіють великою продуктивністю використання CO₂ дозволяє використовувати в них компресори, розраховані на комерційне або на мале індустріальне використання. Проте, високі робочі тиски визначають особливі вимоги до конструкції компресора і до систем безпеки.

Результати досліджень показують, що перспективи подальших розробок в області застосування напівгерметичних поршневих і гвинтових компресорів в каскадних системах на CO₂ дуже сприятливі, особливо з урахуванням того, що ці дослідження базуються на вже апробованих стандартних агрегатах "Бітцер".

Схемне рішення, яке було прийняте цілком допустиме, про що свідчать результати розрахунків. Схема, що має широке поширення серед машин що працюють на хладачах (Рис.2.3) застосовувати у нашому випадку недоцільно, оскільки встановлення РТО-2 призведе до значного збільшення роботи

						Арк.
						130
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

компресора нижнього каскаду, що працює на вуглекислоті (із-за своїх специфічних властивостей в області ненасиченого пару).

Результати теплового розрахунку показують:

- Холодильний коефіцієнт (ϵ_T) вищий на 64% ніж у каскадних машин, що працює на R22 і R13 в якості холодильних агентів, і рівний відповідному ϵ_T двоступеневій холодильній машині на R22 (Рис.16; с.43; [11]);
- Степінь термодинамічної досконалості ($\eta_{\text{тс.д}}$) лежить в традиційних межах (0,5...0,7) для каскадних машин. Це свідчить про те, що робота, що затрачується на виробництво холоду більша чим величина виробленого холоду. Із точки зору термодинаміки це недоцільно, однак холодильні машини не мають альтернативи, тому для отримання таких низьких температур необхідно “платити” дорого.
- Температурний рівень (+40 ÷ -50) цілком допустимий, але необхідно провести додаткові розрахунки для визначення оптимальної температури кипіння нижнього каскаду (с.41;[10]).

Варіантний тепловий розрахунок показує:

- При зниженні температури конденсації робота циклу покращується, але практично при більш низькій температурі конденсації конденсатор стає неефективним і потребує заміни на газовий охолоджувач.
- При підвищенні температури кипіння нижнього каскаду термодинамічні характеристики циклу мають вищі показники.
- Очевидно, що оптимальна температура конденсації холодильного агенту верхнього каскаду становить 40 °С, при температурі кипіння нижнього каскаду -50 °С. Даний температурний режим можна вважати оптимальним при інших рівних умовах.

Аналіз каскадного циклу і оптимізація проміжних температур при максимальній ексергії і холодильного ефекту було проведено аналітично, на основі статті Міжнародного журналу холоду “Максимізація ексергії каскадної

						Арк.
						131
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодильної установки і числове моделювання надкритичної каскадної машини вуглекислота – пропан” [3].

Оскільки надкритична область характеризується специфічними характеристиками холодильних агентів ми розробили каскадну холодильну машину із пропаном, в якості холодильного агенту верхнього каскаду, і вуглекислотою (докритична область), в якості холодильного агенту нижнього каскаду. Розрахунки показують:

- Ефективність охолодження η зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- Ексергія циклу зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- Темп охолодження зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння;
- Тепловий коефіцієнт ζ , ζ_c зменшується при зниженні температури конденсації і збільшується при зниженні температури кипіння.

Як бачимо всі вищезазначені показники мають максимальне значення коли різниця температур має більше значення, але оскільки вони всі виведенні на основі теплового коефіцієнта (HRR), який обернено пропорційно характеризує ефективність машини, то дану систему буде доцільніше експлуатувати при мінімальній різниці температур кипіння і конденсації.

Встановлені слідуючі першочергові заходи для безпечного проведення дослідження установки:

- все обладнання, що працює під тиском, перед встановленням випробовується на міцність і щільність,
- встановлюється запобіжний клапан відповідного перепізу,
- заповнення холодильними агентами проводить фірма постачальник,
- встановлюється захисне заземлення,
- встановлюється система вентиляції, освітлення відповідних характеристик.

						Арк.
						132
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Використання етану в якості другого компонента суміші на основі пропану дозволяє вирішити задачу зниження температурного рівня кипіння в установці Пху в складі комплексу низькотемпературної конденсації природного газу.

Холодильний цикл установки на суміші пропан / етан володіє більш високими значеннями холодильного коефіцієнта і питомої холодопродуктивності. При значенні концентрації етану 18% і більше настає зниження холодопродуктивності за повними параметрами в силу більшого значення питомої обсягу при однаковому об'ємній витраті, що призводить до зменшення масової витрати.

Кліматичні умови в місці розташування установки низькотемпературної конденсації природного газу дозволяють значно знизити температуру конденсації і в більш повній мірі використовувати потенціал холоду навколишнього середовища, особливо в осінньо-зимово-весняний період. Пропанова холодильна установка проектувалася з умови температури конденсації холодоагенту порядку +40 °С, що не відповідає умовам клімату північних районів.

Остаточні отримати дані про необхідні температурах конденсації при вибраних параметрах кипіння можна тільки лише на підставі характеристик турбомашини при спільній злагодженій роботі секцій компресора. Про номінальних енергетичних параметрах холодильної установки, що працює на суміші можливо говорити тільки при наявності характеристик компресора для цього робочого тіла.

Застосування циклу холодильної установки з поділом потоку холодоагенту на фракції, а також застосування неазеотропних робочого тіла дозволяє в більшій мірі використовувати потенціал навколишнього середовища при роботі установки. У разі підвищення середньомісячної температури повітря конденсацію низькокиплячого холодоагенту можна здійснювати за рахунок сдроселірованого до проміжного тиску потоку висококиплячих холодоагенту після сепаратора.

						Арк.
						133
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування суміші пропан / етан масового співвідношення 80/20% мас. дозволяє домогтися найменших сумарних ексергетичної втрат, проте дане співвідношення суміші R290 / R170 програє по ряду характеристик. Так, наприклад, холодопродуктивність установки на суміші 80/20% становить 373 кВт, а при використанні суміші співвідношення 85/15% мас холодопродуктивність дорівнює 416 кВт.

Робота по динамічно-змінному режиму дозволяє збалансувати концентрацію холодильного агента таким чином, щоб ексергетичної втрати були найменшими. З графіків видно, що найбільш доцільним для застосування в літню пору року є суміш пропан / етан з концентрацією 95/5% мас. так як її повністю можна сконденсувати за рахунок температури навколишнього середовища, в зимовий же час року доцільніше застосовувати суміш з більшою концентрацією етану. Цей режим дозволяє використовувати значні коливання сезонних значень температур для організації роботи установки з мінімально можливою середньою температурою кипіння суміші при максимально можливої концентрації легкозакипаючої компонента.

Використання етану в якості низькокиплячого компонента суміші на дозволяє вирішити задачу зниження температурного рівня кипіння в холодтльній установці в складі комплексу низькотемпературної конденсації природного газу.

Холодильний цикл установки на суміші пропан / етан володіє більш високими значеннями холодильного коефіцієнта і питомої холодопродуктивності. При значенні концентрації етану 18% і більше настає зниження холодопродуктивності за повними параметрами в силу більшого значення питомої обсягу при однаковому об'ємної витрати, що призводить до зменшення масової витрати.

						Арк.
						134
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Використана література:

1. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с. : табл., рис. — Бібліогр.: с. 222-223.
2. Холодильні установки та сфери їх використання [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, О. С. Подмазко, І. О. Подмазко ; під заг. ред. М.Г. Хмельнюка; Одеська нац. академія харчових технологій. — Херсон : Грінь Д.С., 2014. — 484 с.
3. Холодильні установки [Текст]: навч. посіб. / О. С. Подмазко, С. Ю. Лар'яновський. — Одеса: ОДАХ, 2012. — 60 с.
4. Научно-технические основы обеспечения надежности, технической и экологической безопасности малой холодильной техники, работающей на углеводородах (на примере изобутана) [Текст] : монография / В. В. Осокин, В. П. Железный, К. А. Ржесик, Ю. А. Селезнева ; ДонНУЭТ им. М. Туган-Барановского. — Донецк : ДонНУЭТ, 2009. — 244 с.
5. Растворы хладагент/компрессорное масло : проблемы применения и исследования свойств [Текст] / Ю. В. Семенюк, В. П. Железный, Д. А. Ивченко, В. З. Геллер // Холодильна техніка та технологія. — О. : ОНАХТ, 2013. — №5 (145). — С.29-34.
6. Энерго-экологическая эффективность компрессорных агрегатов при работе на традиционных и альтернативных хладагентах [Текст] / Г. К. Лавренченко, И. В. Волобуев, П. В. Железный, О. В. Лысенко // Холодильна техніка та технологія. — О. : ОНАХТ, 1999. — Вып.62. — С.140-145.
7. Перспективы применения озононеразрушающих хладагентов в высокотемпературных крановых кондиционерах производства ОАО "РЕФМА" [Текст] / В. П. Железный, О. Я. Хлиева // Холодильна техніка та технологія. — О. : ОНАХТ, 2003. — №1 (81). — С.13-19.
8. Перспективы и проблемы применения углеводородов в качестве хладагентов [Текст] / В. П. Железный, О. Я. Хлиева, Н. П. Быковец // Холодильная техника. — научно-технический. — Москва, 2002, 1912. — №8. — С.5-9.

						Арк.
						135
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		